

**VŠB- Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení**

**Energetická bilance hydraulických systémů**

**Energy Balance of Hydraulic Systems**

Student:

Jaroslav Heinz

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jaroslav Heinz**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení  
Téma: **Energetická bilance hydraulických systémů**  
**Energy Balance of Hydraulic Systems**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši týkající se dané problematiky.
2. Změřte účinnost daného hydraulického systému v různých provozních stavech.
3. Zpracujte naměřené závislosti a vyhodnoťte energetickou bilanci daného systému.
4. Citujte použitou literaturu.

Seznam doporučené odborné literatury:

PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s.  
SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 331 s. ISBN 80-7078-037-1.  
KOPÁČEK, J., PAVLOK, B. *Tekutinné mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0586-0.  
EXNER, H., FREITAG, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 1, Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik, Hydraulik*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1986.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 16.5.2016

Podpis: 

## **Poděkování**

Zvláštní poděkování bych rád věnoval mému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D za rady, ochotu a vytrvalost při tvorbě mé práce. Dále bych rád poděkoval celé Katedře hydromechaniky a hydraulických zařízení za vstřícnost a ochotu při jakémkoliv problému.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16. 5. 2016



podpis

**Jméno a příjmení autora práce:**

Jaroslav Heinz

**Adresa trvalého pobytu autora práce:**

Medlov

Zadní Újezd 8

## **Anotace bakalářské práce**

HEINZ, J. Energetická bilance hydraulických systému: bakalářské práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 54s. Vedoucí práce: doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Bakalářská práce se zaměřuje na teoretické a praktické ověření hydraulických systémů z hlediska účinnosti. Na základě jednotlivých systémů jsou sestaveny dva obvody se škrticím ventilem a dvoucestnou tlakovou váhou a následně proměřeny. Naměřené hodnoty jsou srovnány s teoretickými znalostmi a ověření platnosti teorie zda se dá teoretických hodnot dosáhnout. Výsledky jsou vyhodnoceny pomocí grafů, tabulek a srovnány dohromady. Na základě tohoto měření jsou v závěru poskytnuty informace o použití těchto systémů.

Klíčová slova: Hydraulické systémy, zapojení systémů, účinnost, škrtící ventil a dvoucestná tlaková váha.

## **Annotation of bachelor thesis**

HEINZ, J. Energy balance of hydraulic systems: bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2016, 54 p. Thesis head: doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Bachelor thesis is focused on theoretical and practical verification efficiency of hydraulic systems. On the basis of the each system's are compiled two circuits with a throttle valve and two-way pressure compensator and then measured. The measured values are compared with theoretical knowledge and validating a theory that can achieve the theoretical values. The results are evaluated using graphs, tables and compared together. On the basis of this measurement are at the end provided with information about the use of these systems.

Keywords: Hydraulic systems, assembly systems, efficiency, throttle valve and two-way pressure compensator.

## Obsah

Přehled použitých značek v bakalářské práci: .....	8
Úvod.....	10
1. Obor hydraulika .....	11
1.1. Pracovní medium v hydraulických systémech .....	11
2. Přenos energie v hydraulických systémech .....	13
2.1. Princip činnosti hydraulického systému.....	14
2.2. Energetické ztráty v hydraulickém systému .....	16
3. Energetické úspory v hydraulických systémech.....	17
3.1. Energetické ztráty v hydraulických prvcích.....	17
3.1.1. Rotační hydrostatické převodníky .....	18
3.1.2. Přímočarý hydromotor .....	21
3.1.3. Vedení (potrubí a hadice) .....	22
3.2. Úspory energie pomocí rekuperace.....	24
4. Energetická bilance hydraulických systémů z hlediska jejich uspořádání .....	26
4.1. Systém se škrticím ventilem.....	26
4.2. Systém s dvoucestným regulátorem průtoku .....	28
4.3. Systém s třícestným regulátorem průtoku.....	30
4.4. Systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak .....	31
4.5. LOAD-Sensing (LS) systémy .....	32
4.6. Systém s regulačním hydrogenerátorem a programovatelným regulačním systémem.....	34
5. Měření účinnosti hydraulických systémů .....	36
5.1. Systém se škrticím ventilem.....	38
5.1.1. Systém se škrticím ventilem bez zátěže na pístnici .....	40
5.1.2. Systém se škrticím ventilem a zátěží na pístnici.....	42
5.2. Účinnost hydraulického systému s dvoucestnou tlakovou váhou.....	45
5.2.1. Systém s dvoucestnou tlakovou váhou bez zátěže na pístnici .....	46
5.2.2. Systém s dvoucestnou tlakovou váhou se zátěží na pístnici .....	49
Závěr .....	52
Použitá literatura .....	53
Přílohy.....	54



### Přehled použitých značek v bakalářské práci:

$d$	průměrpístnice	[m]
$k$	drsnost	[ $\mu\text{m}$ ]
$l$	délka pístnice	[m]
$m$	hmotná zátěž	[kg]
$n$	otáčky	[ot · min <sup>-1</sup> ]
$p$	tlak	[Pa]
$v$	rychlost	[m · s <sup>-1</sup> ]
$\alpha$	úhel natočení desky HG	[°]
$\Delta p$	tlakový spád	[Pa]
$\Delta p_z$	tlaková ztráta	[Pa]
$D$	průměrpístu	[m]
$F$	síla	[N]
$I$	proud	[A]
$M$	moment	[N · m]
$P_1$	příkon	[W]
$P_2$	výkon	[W]
$P_h$	výkon hydraulický	[W]
$P_m$	výkon mechanický	[W]
$P_z$	ztrátový výkon	[W]
$Q$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$Q_z$	ztrátový průtok	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[-]
$S$	plocha	[m <sup>2</sup> ]



$S_v$	průtočná plocha	[m <sup>2</sup> ]
$U$	napětí	[V]
$V_g$	geometrický objem	[cm <sup>3</sup> · ot <sup>-1</sup> ]
$\eta_c$	účinnost celková	[-]
$\eta_{m-p}$	účinnost mechanicko-tlaková	[-]
$\eta_Q$	účinnost průtoková	[-]
$\lambda$	součinitel tření	[-]
$\mu_v$	průtokový součinitel	[-]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho$	hustota	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad · s <sup>-1</sup> ]

## Úvod

Úkolem mé bakalářské práce je přiblížit problematiku hydraulických prvků a ztráty na těchto prvcích v celkovém hydraulickém systému. Hydraulika je technická disciplína, která se zabývá využitím mechanických vlastností tekutin pro technické účely. Teoretické základy a vlastní principy poskytuje hydraulice mechanika tekutin. Hydraulika využívá znalostí z hydromechaniky, hydrostatiky a hydrodynamiky. Hydraulika tedy studuje rovnováhu a pohyb tekutin a působení tlakové síly na tělesa, ale i vzájemné působení tekutin a tuhých těles. Použití hydrauliky je pro pracovní cyklus velmi výhodné a někdy i nezbytné. Hydraulika jako taková umožňuje pomocí samostatných prvků sestavit jednotlivé hydraulické zařízení (systém), který má určitou energetickou bilanci. Hydraulika v celém odvětví pomáhá ulehčit fyzickou práci a nahradit ji funkčním obvodem, který bude tuto práci za nás vykonávat. Použití hydrauliky je zejména ve strojnictví, mobilní a důlní technice. V neposlední řadě i u těžby dřeva a v řadě jiných odvětvích. Hlavními požadavky na hydraulické zařízení jsou například dynamické vlastnosti, cena sestavy či jednotlivých komponentů, životnost, rozměry zařízení a rovněž i účinnost systémů. Výhodou hydraulických systémů je vlastní mazání - není tedy nutné něco promazávat. Podstatnou výhodou je velký pracovní tlak v malých vlastních rozměrech. Při přetížení systému dojde k otevření pojistného prvku, nedojde tedy k porušení obvodu. Pracovní cyklus je tvořený tlakem kapaliny. Tlaková energie kapaliny, je dále dělena na mechanickou energii spotřebovanou na převodnicích a dále může být přeměněna v tepelnou energii (na škrťicím prvku či pojistném ventilu), dále na kinetickou a deformační energii.

Práce obsahuje teoretickou a praktickou část. Měření, je prováděno v laboratoři na VŠB - TUO, Katedře hydromechaniky a hydraulických zařízení na praktikátoru firmy Parker. V laboratoři je měřen systém se škrťicím ventilem a dvoucestnou tlakovou váhou. Postupně bude proměřen systém bez zátěže a dále se zátěží břemene na hydromotoru.

## Cíl práce:

Cílem práce je proměřit energetickou bilanci systémů se škrťicím ventilem a dvoucestnou tlakovou váhou. Těmto systémům je nutné vypočítat jednotlivé účinnosti a porovnat, zda teorie a praktické měření jsou v souladu, nebo se v některém případě od sebe odlišují. Dále je cílem porovnat účinnosti zatíženého systému s hmotnou zátěží oproti systému, který je nezatížen.

## **1. Obor hydraulika**

Historie hydrauliky prošla dlouhým procesem zlepšování a zkvalitňování, než se dostala do podoby, jakou ji známe teď. Významným oborem pro hydrauliku a její vývin je především vědní obor Mechanika tekutin, která zkoumá vlastnosti tekutin z fyzikálního hlediska. Dala hydraulice dnešní podobu a hlavně specifické funkce. Mezi nejvýznamnější osobu, která hydrauliku proslavila, patří Osborne Reynolds s jeho zkoumáním laminárního a turbulentního proudění v hydraulice a zavedením Reynoldsova čísla. Dále sem patří i Blaise Pascal s jeho zákony hydrostatiky a Pascalovým zákonem, který je nutný např. k přímočarým hydromotorům. [2]

Významným konstrukčním prvkem je i dnešní vedení (hadice a potrubí), díky kterým dnes hydraulika dosahuje takových významných pracovních tlaků, kterých se dříve dosáhnout za normálních pracovních podmínek nedalo. Významným prvkem v historii hydrauliky byl i vývin strojírenské technologie, ve které se dnes hydraulika nejvíce objevuje ve snaze ulehčit člověku práci. [1]

Dnešní hydraulika a hydraulické prvky, jak je známe z literatury, technických deníků nebo praxe, využívají nezměrné energie především k ulehčení práce tam, kde je to maximálně potřebné a výhodné pro člověka.

Hydraulika prošla značným vývojem a dnes může pochlubit menšími komponenty a velkým zvýšením pracovních tlaků. Největším uplatněním je aplikace fyzikálních zákonů spojených s hydraulickými prvky (hydrogenerátory, hydromotory, pojistné ventily, vedení apod.). [3]

Dnešní hydrauliku lze najít po celém světě v aplikacích, jako jsou důlní stroje, kovací mechanismy, hydraulické lisy, mobilní technika a i v důlním prostředí.[6]

### **1.1. Pracovní medium v hydraulických systémech**

Pracovní kapalina (medium) je plnohodnotným prvkem hydraulického systému. Plní řadu funkcí. Je mechanicky, tepelně a chemicky namáhána a vyžaduje stejně pečlivou údržbu jako kterýkoli jiný prvek hydraulického obvodu.

Největší nárok na hydraulické oleje je kladen zejména na mazací schopnost – schopnost oleje utvořit souvislou vrstvu oleje na ploše mazané součásti a vytvořit tzv. mazací film. Dalším důležitým parametrem neodkladně spojeným s olejem je i jeho viskozita, která se s teplotou mění a musí proto být přesně stanovený olej pro daný provoz. [3]

Tyto nároky jsou důležitým aspektem ke správnému chodu hydraulických zařízení. Nejpoužívanějšími oleji jsou oleje minerální nebo ekologické oleje. [1]

Oleje se značí viskózním číslem, které je úzce spjaté s teplotou oleje. Lze označit oleje ve tvaru například: (VG 32 - viskozita oleje při 40°C). [6]

Kapaliny v hydraulických systémech:

- a) Kapaliny HTG - rostlinné oleje – ekologické oleje
- b) Kapaliny HPG – polyglykoly – ekologické oleje
- c) Kapaliny HFA (emulze olej ve vodě) – těžko zápalné
- d) Kapaliny HFB (emulze voda v oleji) – těžko zápalné
- e) Minerální oleje (HH, HL, HM, HV, HR a HG )
- f) Syntetické oleje (HFE - estery a polyestery)

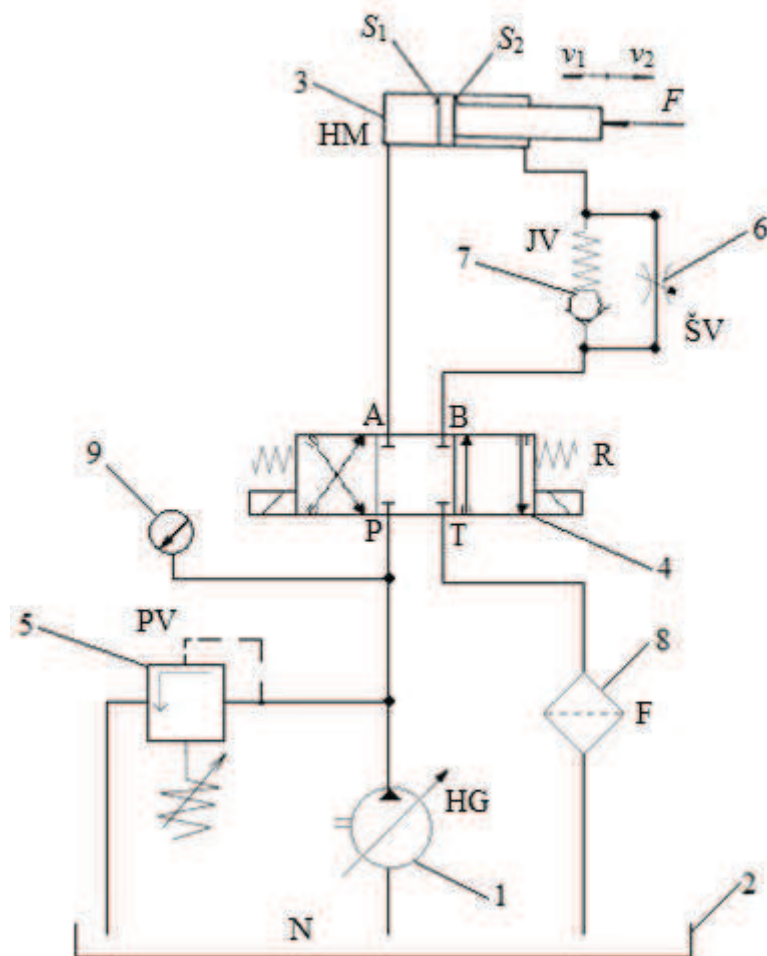
## 2. Přenos energie v hydraulických systémech

Při přenosu energie pomocí tlaku neboli tlakové energie dochází k vlastní přeměně na tyto druhy energií:

- a) **mechanická energie** – k této přeměně dochází na výstupním převodníku, tzn. na rotačním či přímočarém hydromotoru
- b) **tepelná energie** – tato energie je nevratným typem přeměny a dochází k ní u konstrukčních prvků, jakými jsou přepouštěcí ventily, škrťací ventily a proporcionální rozváděče.
- c) **kinetická energie** – dochází k přeměně na odporu proti zrychlení (jedná se např. o kinetickou energii pístu a pístnice, hmotnost zátěže, hmotnost kapaliny ve vedení apod.). Tato přeměna je s malou disipací tlakové energie kapaliny vratná.
- d) **deformační energie** – k přeměně dochází na odporu proti deformaci (např. v hydraulickém akumulátoru, ve stlačitelném potrubí či pružné hadici se stlačitelnou kapalinou apod.). Tato změna je vratná s určitou malou disipací.

Snahou konstruktérů je při projektování hydraulických systémů navrhnout takový systém, který je nejvýhodnější podle přeměny energie, tzn. přeměnou tlakové energie na mechanickou energii. Tato snaha a použití jednotlivých prvků při přeměně tlakové energie na tepelnou by měla být takřka nulová, aby nedocházelo k jiným nežádoucím jevům v důsledku přeměny na tepelnou energii. Takto navrženým systémům lze říkat energeticky výhodné systémy, kde přeměna tlakové energie na tepelnou energii je minimální. V takovém případě, navržený systém může dosahovat dobré energetické bilance a dlouhé životnosti. Důsledkem přeměny tlakové energie na tepelnou energii trpí především oleje, které jsou na teplotě závislé. Zároveň však tepelná energie může systém lehce poškodit či zničit (např. zoxidování oleje, přehřátí těsnících kroužků což vede k velkým průsakům). V případě velkého procenta tepelné přeměny musí být do systému zařazeny další konstrukční prvky (ohřívače a chladiče), nemůžeme však takový systém nazývat energeticky výhodným systémem. [1]

## 2.1. Princip činnosti hydraulického systému



Obr. 2.1 Schéma hydraulického obvodu

Legenda obvodu hydraulicky ovládaného mechanismu:

1. Hydrogenerátor (HG)
2. Hydraulická nádrž (N)
3. Přímočarý hydromotor (HM)
  - a)  $S_1$ - plocha na straně pístu
  - b)  $S_2$ - mezikruží plochy na straně pístnice
- U přímočarého hydromotoru lze regulovat škrtícím prvkem rychlost  $v_1$  a  $v_2$
4. Šoupátkový rozváděč (R)
5. Pojistný ventil (PV)
6. Škrtící ventil (ŠV)
7. Jednosměrný ventil (JV)
8. Filtř (F)
9. Manometr

Z obrázku 2.1 plyne funkce obvodu. Je to ukázka základního obvodu pro posunutí hmotné zátěže po přímočaré trajektorii. [4]

### **Funkce:**

Hydrogenerátor HG nasává pracovní kapalinu z nádrže N. Dále je kapalina vedena k šoupátkovému rozváděči, jenž má tyto cesty:

- první možností je P-A a zároveň B-T, kde kapalina vyvine sílu na píst a přímočarý hydromotor se vysouvá. Kapalina pod pístnicí je poté vytlačena do nádrže.
- druhou možností jsou cesty P-B a A-T, kde kapalina je vedena pod pístnicí a kapalina z pístu je přepouštěna do nádrže. Toto způsobí zasouvání přímočarého hydromotoru.
- Střední poloha rozváděče je aretovaná pružinami a je uzavřená.

Popis funkce dalších komponentů:

- v případě přívodu tlaku na P-A je v systému přidán prvek, který řídí rychlost vysouvání pístnice  $v_1$  (škrťací ventil). Škrťací ventil s jednosměrným ventilem slouží k regulaci rychlosti. Regulační škrťací ventil lze nastavit na požadovanou velikost škrcení, to určuje rychlost vysouvání pístnice. V případě, že by tento prvek byl i na vedení ve větvi A. Pak lze tedy regulovat jak rychlost vyjíždění, tak i rychlost zasouvání pístnice. [4]
- při přívodu tlaku na P-B je kapalina vedena přes jednosměrný ventil, který má menší odpor. Pak je tedy využita maximální rychlost pro zasouvání hydromotoru. [3]
- v systému lze najít rozváděč, který je třípolohový čtyřcestný. Rozváděč je s elektromagnetickým řízením a uzavřeným středem. Střední poloha je aretována pružinami. [6]
- v hydraulické nádrži N je umístěna pracovní kapalina pro celý hydraulický obvod. Nádrž má konstrukční provedení, mezi které patří filtrování, hrazení a žebrování. Filtrační košík je důležitý pro případ nalévání oleje, například proti pádu třísek z obrábění, rzi ze součástí a podobně. Tyto části by mohly poškodit hydrogenerátor a další konstrukční prvky v systému. [3]



## 2.2. Energetické ztráty v hydraulickém systému

V obvodu 2.1 se vyskytují ztráty na jednotlivých prvcích v daném systému podle jednotlivých konstrukčních prvků, které jsou důležité pro konečnou výslednou energetickou bilanci systému. [1]

### a) Hydrogenerátor

- průtokové ztráty - netěsnění a vůle mezi mechanickými částmi převodníku či jiných konstrukčních prvků v tomto celku.
- Mechanicko-tlakové ztráty - závisící např. na konstrukčním provedení prvku.

### b) Prvky (rozdávěč, filtr, škrťací, pojistný a přepouštěcí ventil)

- tlakové ztráty - ztráta tlaku  $\Delta p$  (tlakový spád na rozváděči, škrťacím ventilu a pojistném ventilu).
- průtokové ztráty - Netěsnosti posouvajících se prvků šoupátka či přepouštěcí ventil.

### c) Vedení (hadice a potrubí)

- Tlaková ztráta ve vedení  $\Delta p_z$  určená součinitelem tření.

### d) Přímočarý hydromotor

- Mechanicko-tlakové ztráty hydromotoru.
- Průtokové ztráty - při vysouvání pístnice patří ztráty průtokové z důvodu opotřebení těsněním, které je na pístnici. Dále i ztráta průtoku rychlospojkami (propojení vedení s HM). [1]

### 3. Energetické úspory v hydraulických systémech

Energetické úspory jsou důležitým kritériem, kterého by se mělo snažit dosáhnout pro minimalizaci ztrát a zvětšení celkové účinnosti hydraulického zařízení nebo celkového systému. Výsledek úspor energie se projeví u provozních nákladů. [1]

Možnosti úspor lze dosáhnout pomocí tří technologických či konstrukčních řešení. Úkolem práce je blíže se věnovat konstrukčnímu provedení a sestavení hydraulických prvků do systému. [1]

V hydraulických systémech lze úspor energie dosáhnout těmito způsoby:

- a) Konstrukčním provedením hydraulických prvků zajišťujících maximální účinnost
  - zejména konstrukce hydrogenerátorů a hydromotorů (různé konstrukce dosahují rozdílných účinností).
- b) Šetřením energie pomocí rekuperace
  - zpětné využití části akumulované tlakové energie při odlehčení zatěžovaného systému (akumulátory, sekundární regulace, transformace do elektrické sítě reverzačními hydrogenerátory).
- c) Uspořádáním (sestavením) hydraulického systému
  - Rozdílné energetické bilance dosáhneme zapojením hydraulických prvků různými způsoby. [1]

#### 3.1. Energetické ztráty v hydraulických prvcích

Hydraulické systémy skládající se z hydraulických komponentů dosahují rozličné účinnosti, která se v konečné fázi zobrazí jako celková energetická bilance systému. Celková účinnost je výsledkem použití jednotlivých prvků. Technologické provedení hydrogenerátorů a hydromotorů jsou hlavními prvky určující účinnost systému. Tyto prvky mají konstrukčně a technologicky jiné provedení, které určují jejich danou účinnost. Další prvky, které způsobují zhoršení či zlepšení energetické bilance v systému jsou například: rozváděče, škrťací ventily, přepouštěcí ventily a spousty jiných prvků. [1]

V praxi se snažíme dosáhnout co nejlepší účinnosti vzhledem k aplikacím a cenové výhodnosti. [1]

### **Jednotlivé ztráty na prvcích:**

#### **a) Průtokové ztráty**

- vřle u jednotlivých hydraulických prvků např. šoupátka rozváděčů.
- netěsnosti jednotlivých prvků (pístnice u hydromotoru, hydrogenerátory a koncovky hadic).
- ztráta průtoku na přepouštěcích ventilech, tlakové váze apod.

#### **b) Tlakové ztráty**

- ztráty na jednotlivých komponentech (např. pojistný ventil, rozváděč a škrťací ventil.
- tlakové ztráty ve vedení (trubky a hadice).
- tlakové ztráty při čištění kapaliny (filtrace).

#### **c) Mechanicko-tlakové ztráty**

- mechanicko-tlakové ztráty na hydrostatickém převodníku.

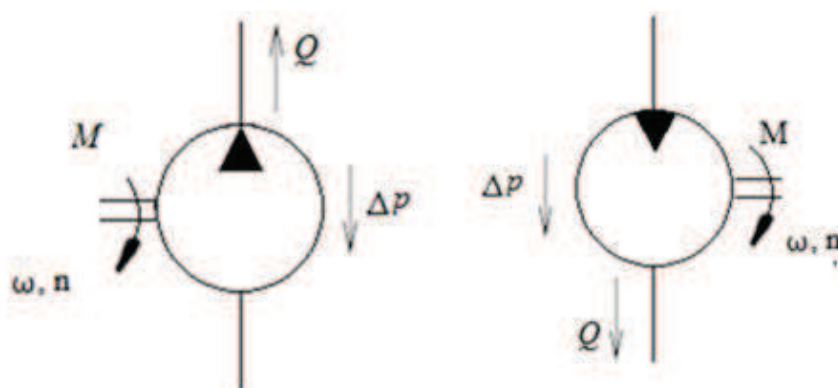
Problémem u tohoto případu je přeměna tlakové energie v tepelnou energii, která způsobuje ohřev pracovního média a tak degradaci či oxidaci maziv. [1]

### **3.1.1. Rotační hydrostatické převodníky**

Rotační převodníky přeměňují tlakovou energii kapaliny na mechanickou energii a naopak. Teoretické převodníky nepracují s jednotlivými ztrátami a mají tedy 100% účinnost. Tyto hydrostatické převodníky se dělí na hydromotory či hydrogenerátory. Hydrogenerátor pracuje s přeměnou mechanické energie na tlakovou energii. Hydromotor zase tlakovou energii mění na mechanickou energii. [3]

Skutečné převodníky počítají se ztrátami, které jsou rozlišné a z technického hlediska se odvíjí z vlastní konstrukce ( $\eta_Q$  a  $\eta_{m-p}$ ). [2]

## Ideální hydrostatické převodníky



Obr. 3.1. Schéma rotačního ideálního hydrogenerátoru a hydromotoru

### Vlastní výpočty:

$$P_m = P_h \quad (3.1)$$

$$2\pi n \cdot M = \Delta p \cdot Q_t \quad (3.2)$$

$$M = \frac{\Delta p \cdot Q}{2\pi n} = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (3.3)$$

$$\Delta p = \frac{M_t \cdot 2\pi}{V_g} \quad (3.4)$$

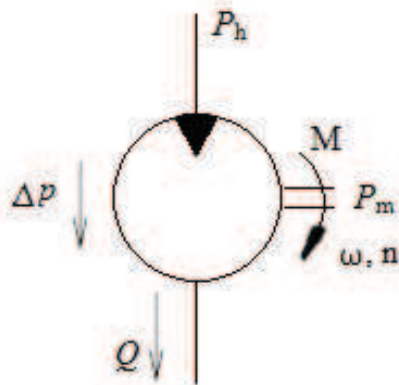
$$Q = V_g \cdot n \quad (3.5)$$

$$n = \frac{Q}{V_g} \quad (3.6)$$

### Skutečný rotační hydromotor

Rozdíl od ideálního převodníku je ve výpočtu a v reálných aplikacích, kde jsou zahrnuty ztráty na konstrukčním prvku každého hydromotoru (těsnění, přenos energie apod.). Tyto netěsnosti, průsaky tedy průtokové ztráty a mechanicko-tlakové ztráty zhoršují účinnosti tohoto komponentu. [3]

Rotační převodníky lze najít v mnoha konstrukčních provedeních. Každý typ hydromotoru má jinou konstrukci a tedy i své jmenovité parametry.



Obr. 3.2. Schéma reálného rotačního hydromotoru

Výpočty skutečného hydromotoru:

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{m,p} = \frac{M}{M_t} \cdot \frac{Q_t}{Q} = \frac{P_m}{P_h} \quad (3.7)$$

$$Q = \frac{Q_t}{\eta_Q} = \frac{n \cdot V_M}{\eta_Q} \quad (3.8)$$

$$M = M_t \cdot \eta_{m,p} = \frac{V_M \cdot \Delta p}{2\pi} \cdot \eta_{m,p} \quad (3.9)$$

$$P_m = P_h \cdot \eta_c \quad (3.10)$$

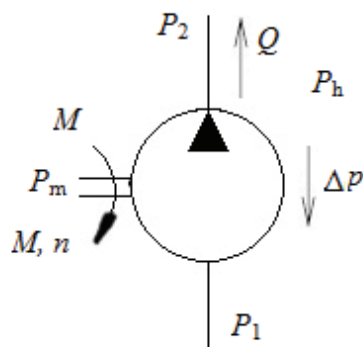
### Skutečný hydrogenerátor

V praxi nelze považovat hydrogenerátor za zcela 100% účinný, jsou na něm ztráty podle konstrukčního a technologického hlediska.

Pro reálnou aplikaci je velmi důležitá volba hydrogenerátoru právě z důvodu účinnosti. Ušetření nákladů na provoz při stejných podmínkách při použití dvou různých konstrukčně odlišných čerpadel, tedy rozdílné účinnosti jsou velké. [2]

V tabulce 3.1 jsou uvedeny u jednotlivých konstrukčních typů hydrogenerátorů jejich účinnosti, včetně technického srovnání dle jmenovitých parametrů. [3]

Při jednotlivém použití je nutné zvážit i finanční aspekt. [1]



Obr. 3.3. Schematická značka skutečného hydrogenerátoru

Výpočet skutečných hydrogenerátorů:

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{m,p} = \frac{Q}{Q_t} \cdot \frac{M_t}{M} = \frac{P_h}{P_m} \quad (3.11)$$

$$Q = Q_t \cdot \eta_Q = \eta_Q \cdot n \cdot V_G \quad (3.12)$$

$$M = \frac{M_t}{\eta_{m,p}} = \frac{V_G \cdot \Delta p}{\eta_{m,p} \cdot 2\pi} \quad (3.13)$$

$$P_h = P_m \cdot \eta_c \quad (3.14)$$

Konstrukční provedení	Tlak (bar)	Průtok (l/min)	Celková Účinnost %
Zubový s vnějším ozubením	250	300	0,85–0,9
Zubový s vnitřním ozubením	300	300	0,91
Lamelový jedno-zdvihový	175	200	0,8
Radiální pístový	700	200	0,92
Axiální pístový	450	3500	0,94
Šroubový	160	2600	0,9

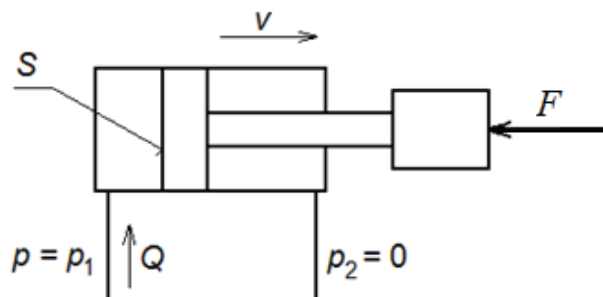
Tab. 3.1. Technické parametry jednotlivých hydrogenerátorů

### 3.1.2. Přímočarý hydromotor

Přímočarý hydromotor slouží ke zvedání či spouštění pracovního břemene pomocí přívodu tlakové kapaliny na plochu pístu. Tímto procesem je vyvinuta tlaková síla na píst a

pístnice se vysouvá. Ve většině aplikací může tato varianta sloužit i jako hydraulický lis, kdy je tlaková kapalina přiváděna na píst, pomocí kterého je materiál lisován. [3]

Pro tento hydromotor musí být zajištěna změna průtoku pomocí rozváděče nebo vratné pružiny do původní pozice.



Obr. 3.4. Schéma přímočarého hydromotoru

Výpočet přímočarého reálného hydromotoru:

$$\eta_c = \eta_{m,p} \cdot \eta_Q = \frac{F}{F_t} \cdot \frac{v}{v_t} = \frac{P_m}{P_h} = \frac{F \cdot v}{Q \cdot p} \quad (3.15)$$

$$F_t = S \cdot p = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3.16)$$

$$F = \eta_{m,p} \cdot F_t \quad (3.17)$$

$$v_t = \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D^2} \quad (3.18)$$

$$v = \eta_Q \cdot v_t \quad (3.19)$$

### 3.1.3. Vedení (potrubí a hadice)

Vedení je nedílnou součástí každého hydraulického systému (obvodu). Je to prostředek spojující výkonnostní prvky s řídicí technikou. Vedení je konstrukčně i technologicky odlišné. [2]

Vedení rozdělujeme na dva hlavní celky:

- Hadice
- Potrubí

Ztráty ve vedení jsou tlakové, které ovlivňuje součinitel tření  $\lambda$ . Dále se mohou vyskytovat průtokové ztráty mezi jednotlivými vedeními. Součinitel tření je závislý na Reynoldsově čísle ( $Re$ ), které je pro každý tvar potrubí či hadice jiný vzhledem k technickým parametrům vedení [2]:



Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (3.20)$$

Kritické hodnoty  $Re = 2320$  pro ocelové trubky       $Re < 2320 =$  laminární proudění  
 $Re > 2320 =$  turbulentní proudění

Kritické hodnoty  $Re = 1600$  pro pryžové hadice       $Re < 1600 =$  laminární proudění  
 $Re > 1600 =$  turbulentní proudění

**Výpočet součinitele tření pro laminární proudění a různé průřezy pomocí vztahů:**

a) pro potrubí kruhové průřezu:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.21)$$

b) pro potrubí čtvercového průřezu:

$$\lambda = \frac{57}{Re} \quad (3.22)$$

c) pro potrubí trojúhelníkového průřezu:

$$\lambda = \frac{92,4}{Re} \quad (3.23)$$

**Výpočet součinitele tření pro turbulentní proudění dle jmenovitých vztahů:**

a) Blasiovův vztah pro hladké potrubí ( $k=0$ ):

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (3.24)$$

b) Altšulův vztah pro přechodovou oblast turbulentního proudění (pro drsné potrubí):

$$\lambda = 0,1 \cdot \left[ \frac{100}{Re} + \frac{k}{d} \right]^{0,25} \quad (3.25)$$

c) Nikuradseeho vyvinuté turbulentního proudění (pro drsné potrubí):

$$\lambda = \frac{1}{\left( 2 \cdot \log \frac{d}{k} + 1,138 \right)^2} \dots \dots Re \cdot \frac{k}{d} \cdot \sqrt{\lambda} > 191,2 \quad (3.26)$$

**Výpočet součinitele tření pro hadice dle jmenovitých proudění:**

Laminární proudění:

$$\lambda = \frac{80}{Re} \quad (3.27)$$

Turbulentní proudění:

$$\lambda = 0,01113 + 0,917 \cdot Re^{-0,41} \quad (3.28)$$

### **3.2. Úspory energie pomocí rekuperace**

V mnoha technických případech se dá přiklonit k šetření energie v obvodu hydraulického systému pomocí rekuperace energie do akumulátorů. Úspory energie začínají přeměnou mechanické energii hydrogenerátorem v tlakovou energii, která je rozváděna ke spotřebnímu prvku (rotační hydromotor či přímočarý hydromotor). U spotřebního prvku většinou dojde k velkému poklesu tlaku v systému. Tímto poklesem by se mohlo dosáhnout nedostatečného tlaku pro rozběh systému, a tak k nedodržení předepsané funkce za daný čas. [1]

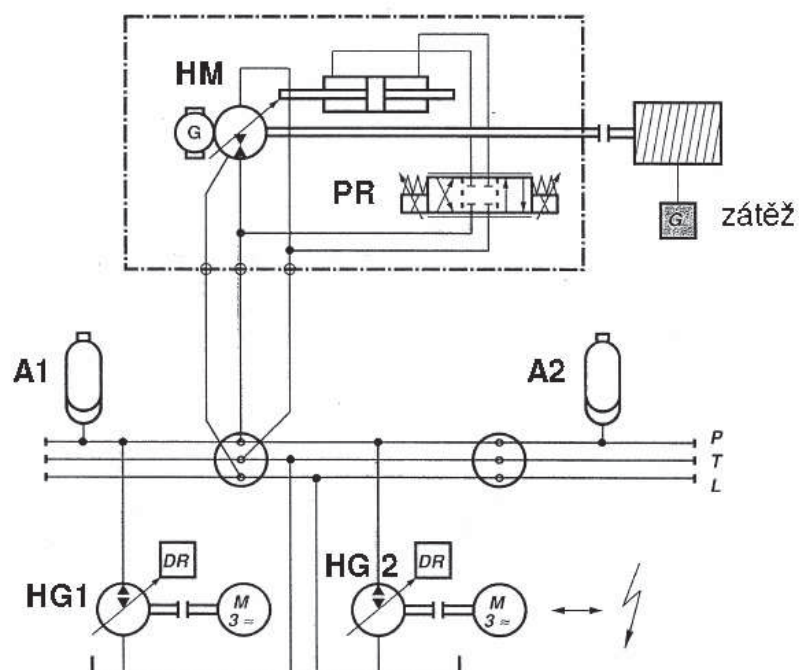
Nejčastější způsoby rekuperace energie jsou:

- a) pomocí akumulátorů**
- b) transformací do elektrické sítě**

Akumulátory jsou nejčastěji používány k vyrovnávání tlaků, ukládání zbytkové energie po pracovním cyklu, kdy se mechanismus uvolní a zbytková energie se rekuperuje do akumulátoru pro další použití. Tímto prvkem lze vyrovnávat ztrátový tlak v hydraulickém systému, a tak mít v dostatečné zásobě energii na požadovaný pracovní tlak při pracovním čase. [1]

#### **Systém se sekundární regulací hydromotorů:**

Vysoké úspornosti lze dosáhnout tím, že polohová energie zátěže spouštěné na odvíjení lanovém bubnu se prostřednictvím regulačního HM rekuperuje do akumulátorů A1 a A2, popřípadě prostřednictvím regulačních a současně reverzačních hydrogenerátorů HG1 a HG2 obr. 3.5, které transformují energii do elektrické sítě. Proporcionálním rozváděčem PR se nastavují otáčky rotačního hydromotoru HM. [1]



Obr. 3.5 Hydraulický systém se sekundární regulací hydromotoru a akumulátory [1]

#### 4. Energetická bilance hydraulických systémů z hlediska jejich uspořádání

Energetické zapojení systému se zabývá uspořádáním jednotlivých hydraulických komponentů do celku (hydraulického systému), tak aby to vytvořilo funkční reálné zapojení v praxi dle požadavku odběratele. Toto sestavení komponentů určuje celkovou účinnost hydraulického systému popsanou vztahem 4.1. Dle tohoto výpočtu lze určit použití jednotlivých systémů jak v praxi, tak i možnosti šetření a náklady na provoz vzhledem k celkovým energetickým ztrátám.

Snahou konstruktérů a výpočtářů je dosáhnout co nejlepší celkové účinnosti hydraulických systémů v různých oborech jednotlivých odvětvích strojních aplikací.

Zejména v trvalých provozech využívat lepších energetických bilancí oproti menším z důvodu velkých energetických ztrát. [2]

Účinnost hydraulického systému je určena poměrem výstupního výkonu  $P_2$  (výkon užitečný na spotřebiči) a vstupního výkonu  $P_1$ , (příkon hydrogenerátoru). Celkovou účinnost lze tedy vyjádřit vztahem [1] :

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.1)$$

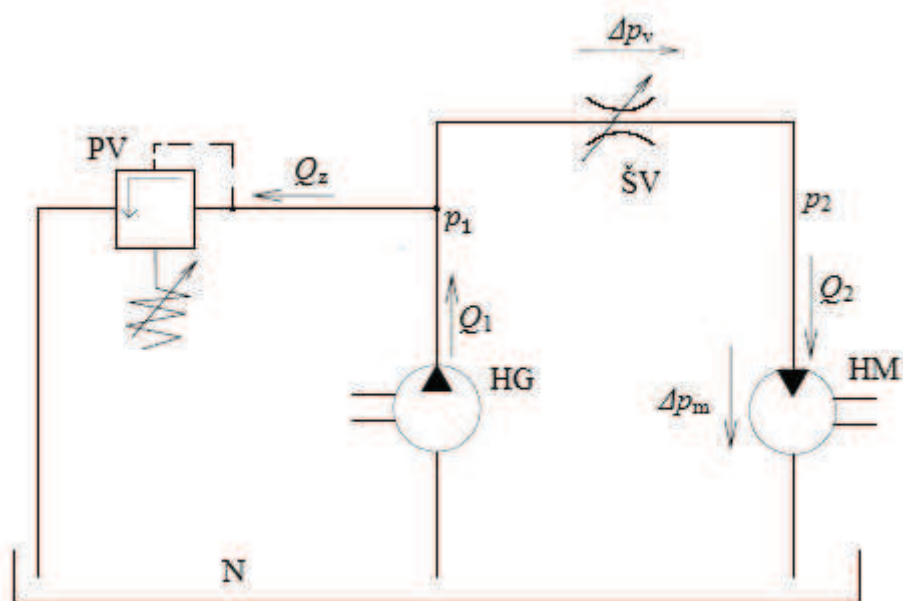
**Energetickými systémy (zapojením prvků v HS) jsou:**

1. Systém se škrťacím ventilem
2. Systém s dvoucestným regulátorem průtoku
3. Systém s třicestným regulátorem průtoku
4. Systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak
5. LOAD-Sensing (LS) systémy
6. Systém s regulačním HG a programovatelným regulačním systémem

##### 4.1. Systém se škrťacím ventilem

Systém s použitým škrťacím ventilem dosahuje nejmenší energetické bilance ze systémů a to  $\eta_{max} = 0,38$ . Této účinnosti lze dosáhnout, když je tlak na vstupu do spotřebiče:

$$p_2 = \frac{2}{3} \cdot p_1 \quad [1]$$



Obr. 4.1. Schéma systému se škrtícím ventilem

**Popis prvků je následující:**

N - nádrž, PV - přepouštěcí ventil, HG - hydrogenerátor, HM - hydromotor a ŠV - škrtící ventil

Zdrojem tlaku je neregulační hydrogenerátor (tzn.  $Q_1 = \text{konst.}$ ). Paralelně k HG je připojen přepouštěcí ventil PV, na kterém lze nastavit vstupní tlak ( $p_1 = \text{konst.}$ ). Škrtícím ventilem lze dosáhnout průtoku  $Q_2$ . Tento průtok určuje otáčky a samotnou frekvenci hydromotoru. Průtok  $Q_1$  se rozdělí mezi větev s pojistným ventilem a větev se škrtícím ventilem. [1]

$$\text{Průtok škrtícím ventilem: } Q_2 = \mu_v \cdot S_v \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.2)$$

$\mu$  = průtočný součitel [-]

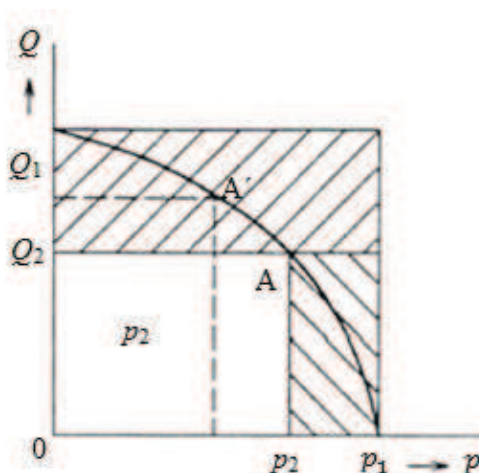
$S$  = průtočná plocha škrtícím ventilem [ $\text{m}^2$ ]

$\Delta p$  = tlakový spád ( $p_1 - p_2$ ) [Pa]

$\rho$  = hustota [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

Obvod se škrtícím ventilem je energeticky nevýhodný. Používá se pro menší výkony a tam, kde je kratší doba provozu hydraulického obvodu. Nevýhodou použití tohoto hydraulického systému je, že při změně zatížení na HM se změní tlakový spád  $\Delta p$  na ŠV. Toto vede dle vztahu 4.2 ke změně průtoku  $Q_2$ . [2]

V systému lze najít ztráty na škrtícím ventilu a přepouštěcím ventilu, což snižuje celkovou účinnost hydraulického systému. [1]



Obr. 4.2. Energetická bilance systému se škrtícím ventilem. [1]

**Vztahy pro tento systém:**

Celková účinnost systému je:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{Z1} - P_{Z2}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} =$$

$$= \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_2 \cdot p_2 + (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 + (p_1 - p_2) \cdot Q_2} \quad (4.3)$$

Ztrátový výkon na přepouštěcím ventilu je:

$$P_{Z1} = (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 \quad (4.4)$$

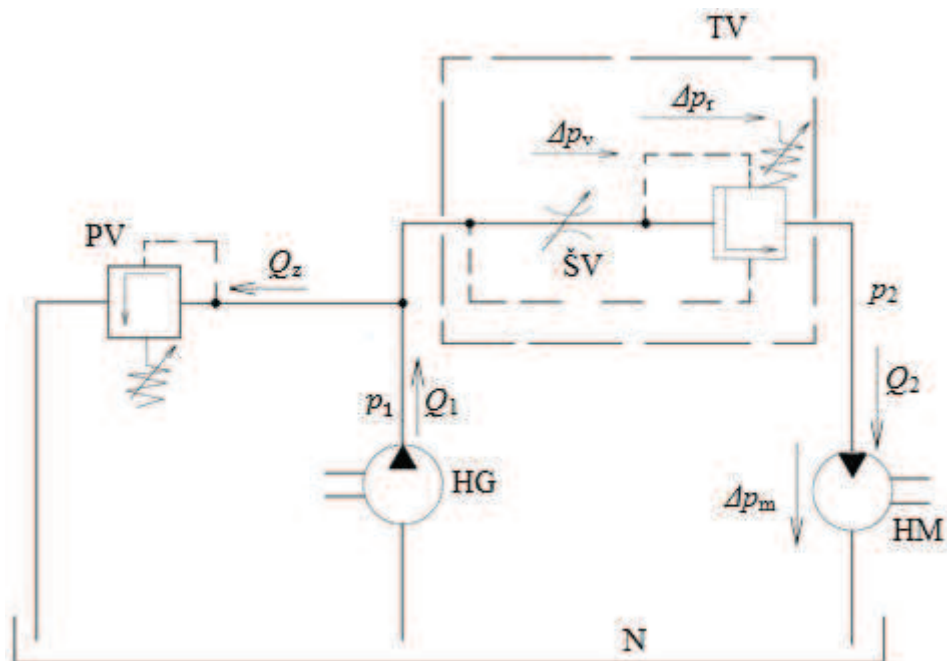
Ztrátový výkon na škrtícím ventilu je:

$$P_{Z2} = (p_1 - p_2) \cdot Q_2 \quad (4.5)$$

## 4.2. Systém s dvoucestným regulátorem průtoku

U tohoto systému je škrtící ventil s tlakovou váhou řazen sériově. Toto zapojení tvoří dvoucestnou tlakovou váhu. Převážná část tlakového spádu se škrtí na tlakové váze ( $\Delta p_v$ ), na škrtícím ventilu se škrtí tlak v řádech  $\Delta p_v = (0,5 \div 1)$  MPa. V tomto systému je taktéž maximální účinnost systému  $\eta_{\max} = 0,38$ . Dosažení této účinnosti závisí na stejném tlaku jako u systému se škrtícím ventilem a to:  $p_2 = \frac{2}{3} \cdot p_1$ . [1]

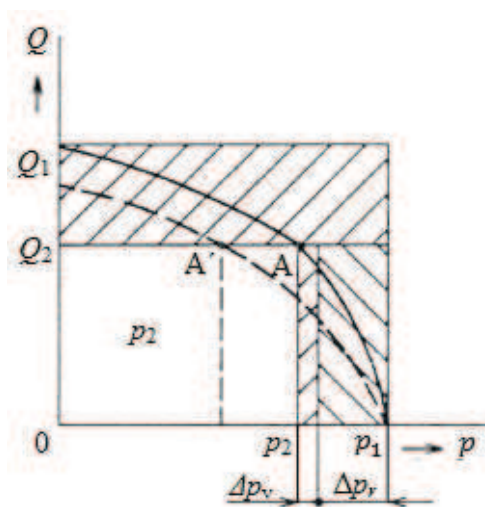
Nevýhoda způsobená změnou zatížení, která souvisí se změnou pohybové frekvence se, odstraňují hydraulickým systémem s dvoucestným regulátorem průtoku. [1]



Obr. 4.3. Systém s dvoucestným regulátorem průtoku

**Popis prvků je následující:**

TV - dvoucestná tlaková váha se škrtkým ventilem



Obr. 4.4. Energetické bilance systému s dvoucestnou tlakovou váhou [1]

O jednotlivě použitých prvcích, kterými je tvořen tento hydraulický systém, lze s přesností říci, že i tento systém není z hlediska energetické bilance značně výhodný. Lze jej řadit mezi systémy energeticky nevýhodné. [1]



### Vztahy pro tento systém:

Účinnost systému:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{Z1} - P_{Z2} - P_{Z3}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot (p_2 + \Delta p_v + \Delta p_r)} \quad (4.6)$$

Ztrátový výkon na přepouštěcím ventilu:

$$P_{Z1} = (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 \quad (4.7)$$

Ztrátový výkon na tlakové váze:

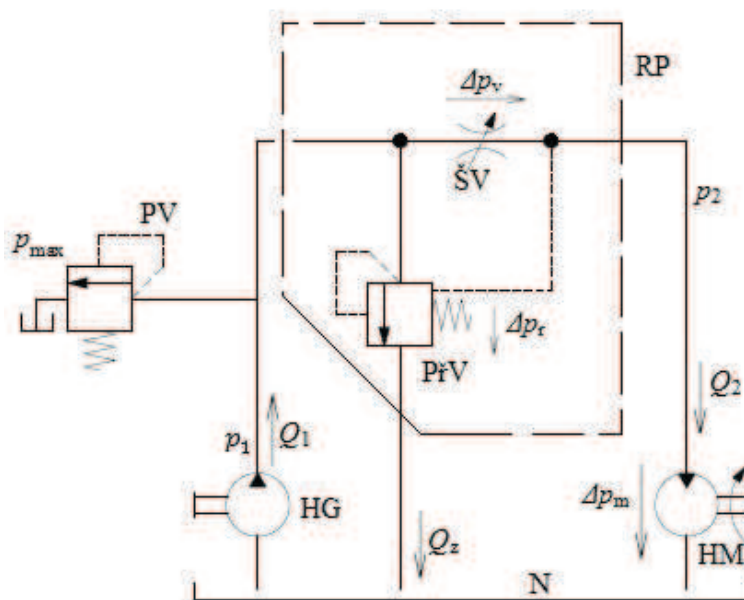
$$P_{Z2} = Q_2 \cdot \Delta p_r \quad (4.8)$$

Ztrátový výkon na škrtícím ventilu:

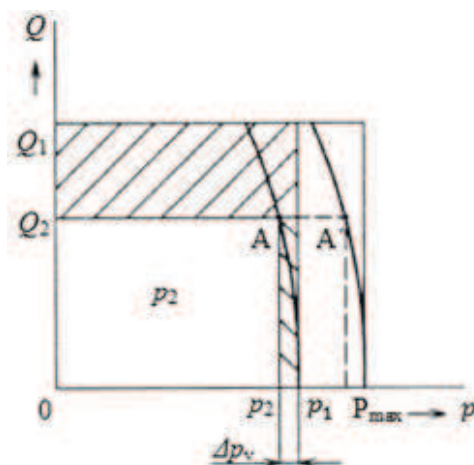
$$P_{Z3} = Q_2 \cdot \Delta p_v \quad (4.9)$$

### 4.3. Systém s třícestným regulátorem průtoku

Snížení tlakových ztrát a vyšší energetické bilance lze dosáhnout v obvodu s třícestným regulátorem průtoku, viz obr. 4.5. V systému je řazen pojistný ventil PV nastavený na maximální tlak v systému. Regulátor průtoku je realizován pomocí PřV, který hlídá tlak před a za škrtícím ventilem. Zbytkový průtok jde přes něj do nádrže. [1]



Obr. 4.5. Systém s třícestným regulátorem průtoku [1]



Obr. 4.6. Energetická bilance s třicestným regulátorem průtoku [1]

**Vztahy pro tento systém:**

Účinnost systému:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{Z1} - P_{Z2}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot (p_2 + \Delta p_v)} \quad (4.10)$$

Ztrátový výkon na tlakové váze:

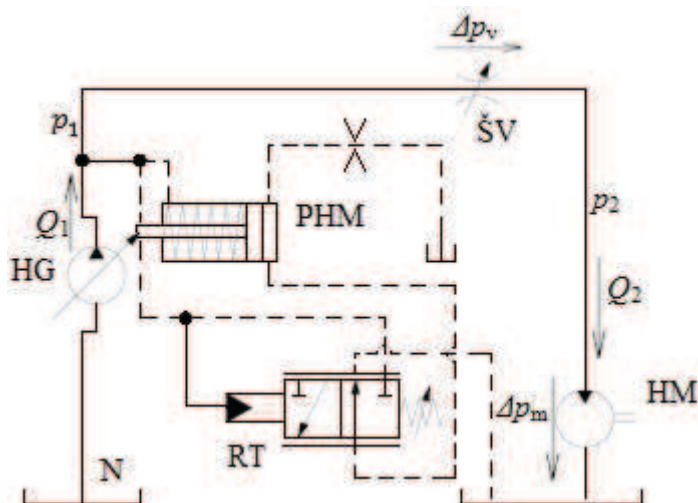
$$P_{Z1} = (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 \quad (4.11)$$

Ztrátový výkon na škrtícím ventilu:

$$P_{Z2} = \Delta p_v \cdot Q_2 \quad (4.12)$$

#### 4.4. Systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak

U systému s regulačním hydrogenerátorem a regulací na konstantní tlak se škrtícím ventilem, viz obr. 4.7, lze dosáhnout vyšší účinnosti:  $\eta = 0,667$ . [1]

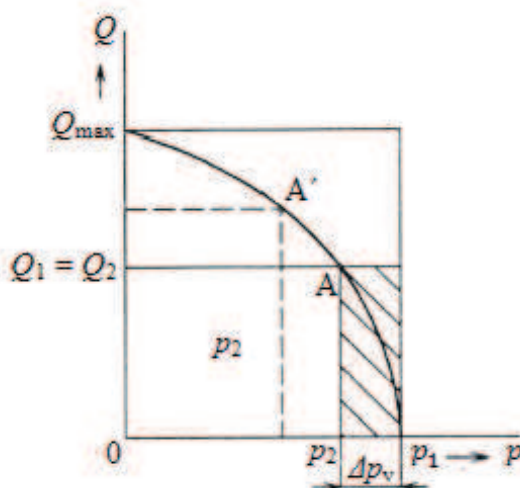


Obr. 4.7. Systém s hydrogenerátorem a regulací na konstantní tlak

### Popis prvků k, které zde jsou:

RT - proporcionální řídicí rozváděč a PHM - přímočarý hydromotor řízený pomocí RT

V tomto systému dochází k přeměně tlakové energie kapaliny na tepelnou energii pouze na škrticím ventilu, který je zde pro regulaci průtoku. Vstupní i výstupní průtoky jsou stejné ( $Q_1 = Q_2$ ). Účinnosti toho systému závisí na vstupním nastavení tlaku. [1]



Obr. 4.8. Energetická bilance obvodu s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak. [1]

### Vztahy pro tento systém:

Účinnost systému:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{Z1}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \frac{p_2}{p_2 + \Delta p_v} \quad (4.13)$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu:

$$P_{Z1} = (p_1 - p_2) \cdot Q_1 \quad (4.14)$$

### 4.5. LOAD-Sensing (LS) systémy

Značných energetických úspor lze dosáhnout s využitím Load – Sensing (LS) systémů. Na obr. 4.9 je znázorněn LS systém s uzavřeným středem, u kterého je zdrojem tlakové energie regulační hydrogenerátor s regulací průtoku. Tímto systémem lze dosáhnout vyšší účinnosti a to do hodnoty  $\eta = 0,9$ .

Průtok se nastavuje řídicím ventilem (zde škrticí ventil 1), kterým bývá převážně proporcionální rozváděč. U LS systémů dochází k tlakovým ztrátám na řídicím ventilu. Tlakový spád  $\Delta p_v$  na řídicím ventilu činí cca 1 až 2 MPa. [1]

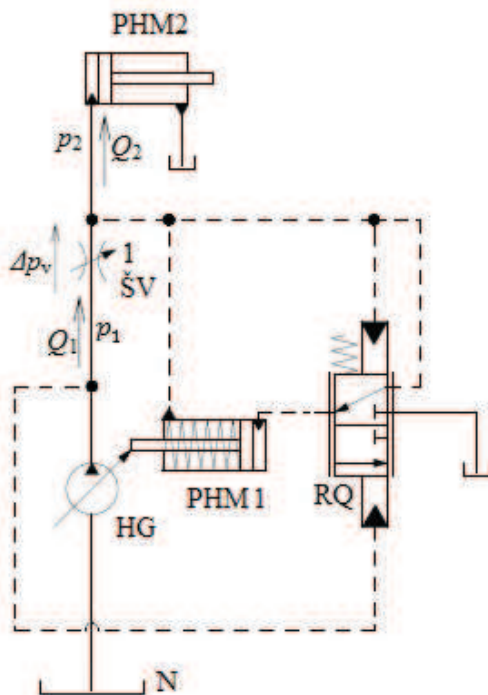
**Vztahy pro tento systém:**

Účinnost systému je dána:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{Z1}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot (p_2 + \Delta p_v)} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_v}{p_2}} \quad (4.15)$$

Ztrátový výkon na škrtícím ventilu:

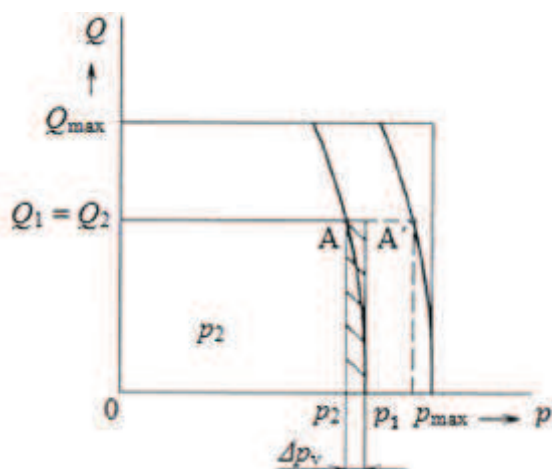
$$P_{Z1} = (p_1 - p_2) \cdot Q_1 = \Delta p_v \cdot Q_1 \quad (4.16)$$



Obr. 4.9. LOAD-Sensing (LS) s uzavřeným středem

**Popis prvků, které zde jsou:**

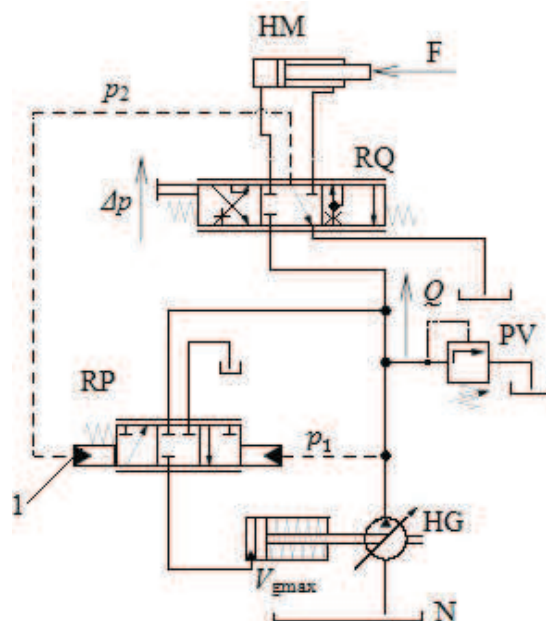
RQ - proporcionální řídicí rozváděč, PHM1 - přímočarý hydromotor pro regulaci průtoku pomocí RQ, PHM2 - přímočarý hydromotor pro funkci systému. [1]



Obr. 4.10. Energetická bilance LOAD-Sensing s uzavřeným středem [1]

U systému LOAD-Sensing je dalším konstrukčním zapojením se srovnatelnou účinností systém s regulačním hydrogenerátorem a proporcionálním rozvaděčem RQ. Tento systém je znázorněn na obr. 4.11.

Nastavené poloze šoupátka u proporcionálního rozvaděče odpovídá určitý průtok  $Q$  a tlakový spád  $\Delta p = p_1 - p_2$ , jenž je omezen silou pružiny 1 regulátoru průtoku RP. Při dosažení tohoto tlakového spádu se regulátor RP přestaví do střední polohy a udržuje tak nastavený geometrický objem hydrogenerátoru  $V_g$  a vlastní průtok  $Q$ . [1]



Obr. 4.11. LOAD-Sensing (LS) systém s regulačním HG a proporcionálním rozvaděčem

**Popis prvků, které zde jsou:**

RQ - proporcionální řídicí rozvaděč ovládající nastavení RP a RP - proporcionální rozvaděč, který signálem od RQ určuje průtok HG

#### 4.6. Systém s regulačním hydrogenerátorem a programovatelným regulačním systémem

Systém s regulačním hydrogenerátorem a programovatelným regulačním systémem dosahuje nejlepší účinnosti z jednotlivě popsaných systémů v této práci. Teoretická účinnost tohoto systému se blíží k  $\eta = 1$ .

Průtokové ztráty na tomto systému nejsou žádné z důvodu regulace průtoku, závisící na úhlu natočení hydrogenerátoru  $\alpha$ . Systém tedy porovnává skutečný a zadaný průtok. [1]

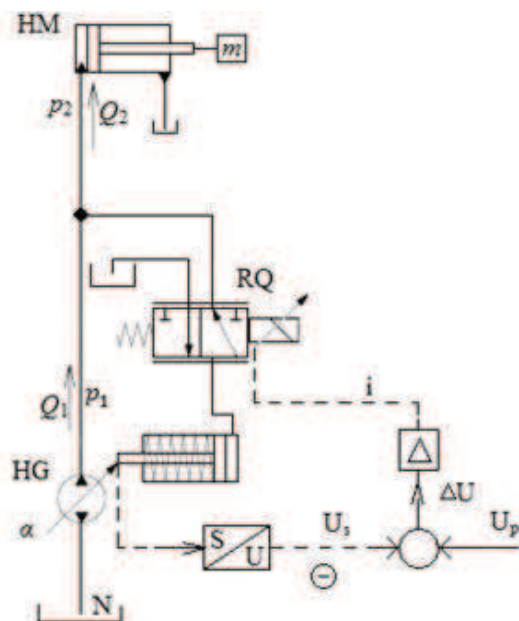
$$Q_1 = Q_2 \Rightarrow Q_z = 0 \quad (4.17)$$

Na tomto systému není žádný škrtící prvek, to vede k srovnatelným tlakům vyjádřeným vztahem:

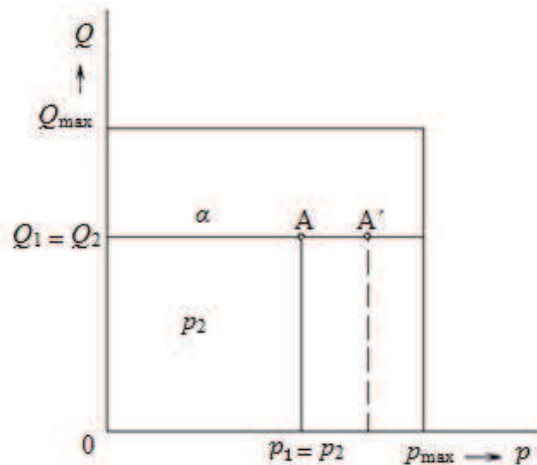
$$p_1 \cong p_2 \Rightarrow p_z = 0 \quad (4.18)$$

Právě tyto dva vztahy 4.17 a 4.18 určují celkovou účinnost blížící se k  $\eta = 100 \%$ .

Schéma s energetickou bilancí systému je popsáno níže na obr. 4.12 a 4.13. [1]



Obr. 4.12. Systém s regulačním hydrogenerátorem a programovatelným regulačním systémem



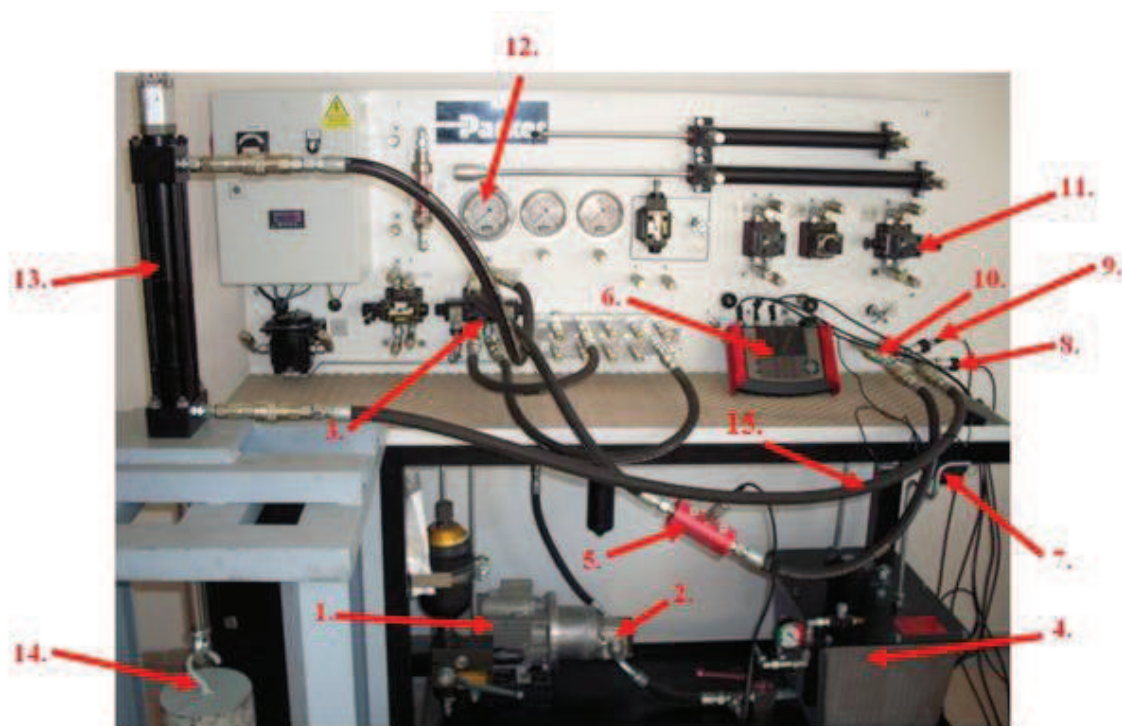
Obr. 4.13. Energetická bilance systému s regulačním hydrogenerátorem a programovatelným regulačním systémem [1]

## 5. Měření účinnosti hydraulických systémů

Experimentální měření je prováděno na praktikátoru od firmy PARKER. Na tomto měřicím praktikátoru jsou měřeny energetické bilance systémů se škrtícím ventilem a dvoucestnou tlakovou váhou. Systémy jsou měřeny a dále vyhodnoceny v nezátíženém a zatíženém stavu se zátěží břemene  $m$  na pístnici. Schéma jednotlivých zapojení je popsáno níže v podkapitolách měření včetně měřicích přístrojů. Záznamový přístroj zde použitý je od společnosti HYDAC s názvem HMG 3000, na kterém jsou zaznamenány tlaky  $p_2$ ,  $p_3$  a průtok  $Q$ . Průtokoměr, jenž je použit, pracuje v rozsahu  $1,2\text{--}20\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . [7]

V experimentálním měření je zanedbán tlak v odpadní větvi, který by jinak vyvozoval proti sílu na hydromotor. Dále v odpadní větvi nebyli brány v potaz ztráty na prvcích, které jsou v měření zapojeny. Těmito prvky jsou jednosměrný ventil, filtr, rozváděč a vedení. Neuvažovaly se i ztráty na hydromotoru a hydrogenerátoru. Tyto převodníky jsou považovány za ideální, mají tedy 100% účinnosti. Dále je nepočítáno i s případnými netěsnostmi hydraulických komponentů, které jsou do systému připojeny.

V konečném výsledku tyto ztráty jmenovitou energetickou bilanci systému zhoršují. Tyto jmenovité ztráty platí pro všechny varianty měření.



Obr 5.1. Praktikátor od firmy Parker



Specifické prvky důležité pro měření jednotlivých systémů jsou zahrnuty do přehledné tabulky 5.1, která popisuje konstrukční prvky použité v systémech. Jednotlivé specifikace a parametry důležitých komponentů jsou popsány zde: [7]

Pozice	Prvek	Typ
1	Elektromotor 220 V, 1.5 kW	Siemens 1LF 7096-4AB10-Z $n = 1430 \text{ min}^{-1}$
2	Zubový hydrogenerátor	PGP511A0080AA1H2NE5EB1B1 $n = 1430 \text{ min}^{-1}$ a $V_g = 8 \text{ [cm}^3\text{]}$
3	Rozváděč elektromagnetický	D1VW001CNTW
4	Nádrž	3P-BAL0005
5	Průtokoměr	EVS3100
6	HMG 3000	HMG 3000
7	Tlakový ventil	RDM2PT06KGV
8	Snímače tlaku PR 15	PR 15 Hydrotechnik - 436 H 483308
9	Snímače tlaku PR 15	PR 15 Hydrotechnik - 436 H 483307
10	Škrťací ventil	jehlový 9MV400SV
11	Škrťací ventil se stab. tlak. spádu	GFG2PK18-10
12	Manometr	PGF.1001.100
13	Přímočarý hydromotor	BALLUFF BIT06YW Rozměry 40x28x300
14	Zátěž $m$	$m = 44,3 \text{ kg}$
15	Hadice	No-skne 301 SN-8WP Délky: 1,5; 1; 0,75; 0,5 m o světlosti 0,008m

Tab. 5.1 Specifikace důležitých prvků použitých při měření

Prvotní výpočty parametrů konstrukčních prvků důležitých pro výpočet energetické bilance jsou zde:

Plocha mezikruží na straně pístnice:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,04^2 - 0,028^2)}{4} = 0,000640884 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

Kde rozměry hydromotoru jsou:  $D = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$  a  $d = 28 \text{ mm} = 0,028 \text{ m}$ .

Teoretický průtok hydrogenerátorem:

$$Q_g = V_g \cdot \frac{n}{60} = (8 \cdot 10^{-6}) \cdot \frac{1430}{60} = 0,000190667 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.2)$$

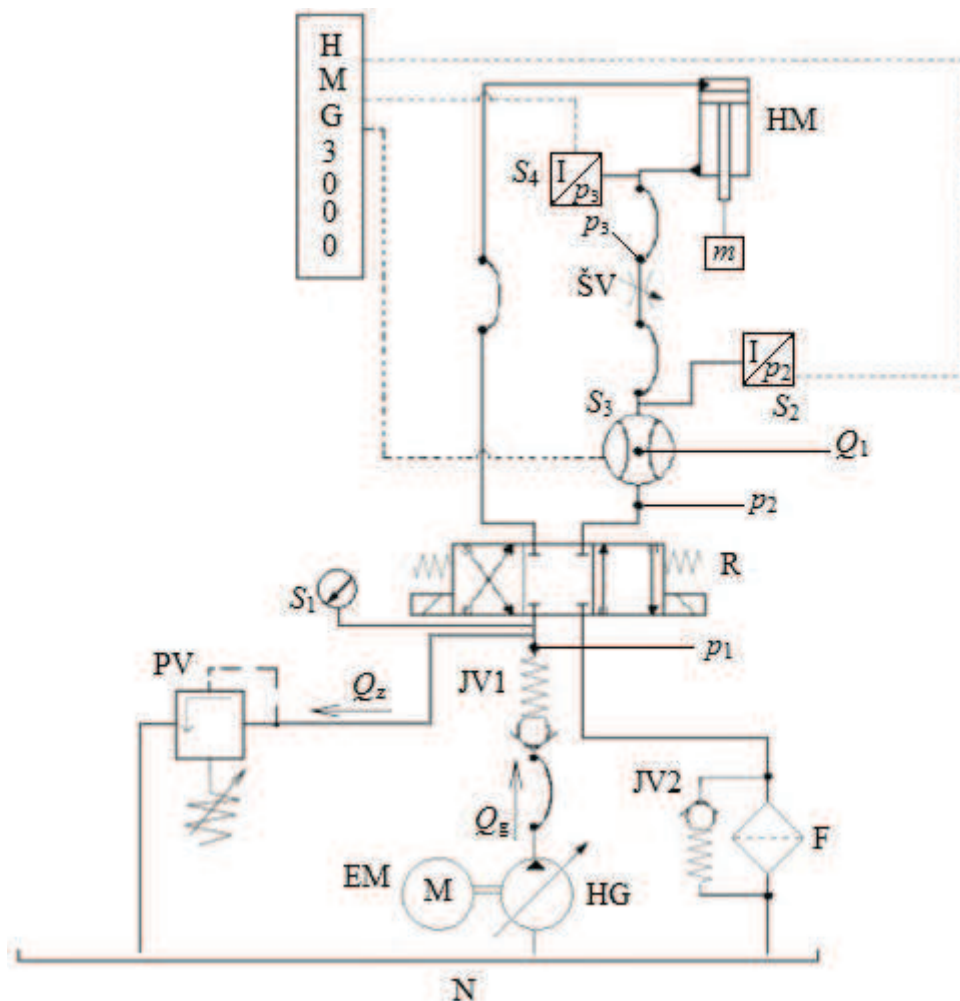
Prvky konstrukčně blíže popsané u měření:

- snímače tlaku PR 15 Hydrotechnik s analogovým výstupním signálem  $I = (4 - 20) \text{ mA}$  v rozsahu 0 - 20 MPa (0 - 200 bar) pracující s přesností měření  $\pm 0,5\%$ .

## 5.1. Systém se škrticím ventilem

Měření probíhají ve dvou částech, a to s hmotnou zátěží a bez zátěže.

Schéma hydraulického obvodu je podrobně popsáno níže na obrázku 5.2. Měření probíhá za teploty 22,5 °C. Výsledky jsou pečlivě zaznamenávány z přístroje od firmy Hydac HMG 3000 pomocí tlakových senzorů a průtokoměru. Tlaky jsou odečítány jak z přístroje, tak i z manometru na měřicím zařízení, který udává tlak  $p_1$  na vstupu do ručního rozváděče.



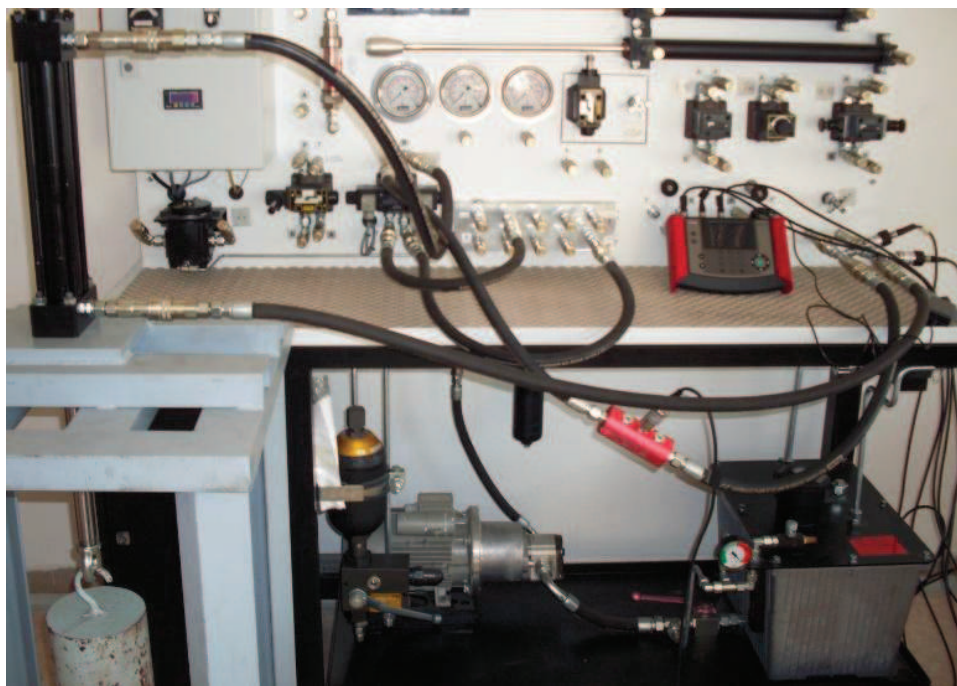
Obr. 5.2. Schéma zapojení měření účinnosti HS se škrticím ventilem

### Hlavní prvky k vlastnímu měření:

$S_1$  - analogový manometr (tlak  $p_1$ ),  $S_2$  a  $S_4$  - snímače tlaku PR 15 Hydrotechnik (tlak  $p_2$  a  $p_3$ ),  $S_3$  - průtokoměr, R - rozváděč elektromagnetický, N - nádrž, ŠV - škrticí ventil, PV - přepouštěcí ventil (nastavitelný tlak systému),  $m$  - zátěž, EM - elektromotor, HM - hydromotor (přímočarý), F - filtr a JV - jednosměrný ventil

### Popis měření následující:

- po sestavení obvodu dle technických výkresů bude ověřena správnost, zda je vše propojeno a připojeno správně a zda se hydromotor zasouvá či vysouvá.
- po vyzkoušení budou zapojeny a připojeny tlakové senzory do přístroje od firmy Hydac HMG 3000, který naměřené hodnoty zobrazí.



Obr. 5.3. Zapojení obvodu se škrtícím ventilem

- nastavením přepouštěcího ventilu je na systému nastaven tlak  $p_1$ .
- tlak na přepouštěcím ventilu se měří na manometru. Dále je měřen tlak pomocí tlakového snímače na vstupu do škrtícího ventilu. Na této větvi je měřen i průtok průtokoměrem  $Q_1$ . Posledním tlakovým snímačem je měřen tlak na výstupu ze škrtícího ventilu. Tyto snímače jsou znázorněny v obr. 5.2.
- rozváděčem je kapalina přiváděna na jednotlivé plochy pístu a pístnice v hydromotoru. Tento prvek je do systému tedy zapojený pro změnu směru toku kapaliny.
- nastavením odporu na škrtícím ventilu lze měnit průtok  $Q_1$ , který je dále veden na plochu  $S_2$  (mezikruží), kde působí proti síle pístnice (se zátěží nebo bez ní).
- v případě přestavení elektromagnetického rozváděče se tlak kapaliny přivede na plochu pístu a hydromotor se zátěží či bez zátěže klesá.

### 5.1.1. Systém se škrtícím ventilem bez zátěže na pístnici

Systém se škrtícím prvkem a jeho vlastní funkce je popsána v kapitole 5.1. Jednou z variant měření je systém se škrtícím ventilem a jeho proměření energetické bilance v nezátíženém stavu. Systém je schematicky stejný jako v obr. 5.2, bez břemene  $m$ .

**Naměřené a vypočtené hodnoty pro systém se škrtícím ventilem bez zátěže:**

x	$Q_1$	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$F$	$v$	$P_1$	$P_2$	$\eta$	$\eta$
-	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[N]	[m · s <sup>-1</sup> ]	[W]	[W]	[-]	[%]
$p_1 = 2 \text{ MPa}$										
1	0,00001633	2	1,871	0,295	189,06	0,025486	381,33	4,818	0,0126	1,26
2	0,00003850	2	1,763	0,571	365,95	0,060073	381,33	21,98	0,0576	5,76
3	0,00005333	2	1,57	0,781	500,53	0,083218	381,33	41,65	0,1092	10,9
$p_1 = 3 \text{ MPa}$										
1	0,00001917	3	2,79	0,375	240,33	0,029907	572	7,188	0,0126	1,26
2	0,00002983	3	2,73	0,434	278,14	0,04655	572	12,95	0,0226	2,26
3	0,00004433	3	2,619	0,672	430,67	0,069175	572	29,79	0,0521	5,21
4	0,00007900	3	2,39	1,172	751,12	0,123267	572	92,59	0,1619	16,2
$p_1 = 4 \text{ MPa}$										
1	0,00001733	4	3,845	0,338	216,62	0,027046	762,67	5,859	0,0077	0,77
2	0,00004150	4	3,669	0,56	358,9	0,064754	762,67	23,24	0,0305	3,05
3	0,00006067	4	3,549	0,784	502,45	0,094661	762,67	47,56	0,0624	6,24
4	0,00008917	4	3,316	1,241	795,34	0,139131	762,67	110,7	0,1451	14,5
$p_1 = 5 \text{ MPa}$										
1	0,00002183	5	4,855	0,298	190,98	0,034067	953,33	6,506	0,0068	0,68
2	0,00004867	5	4,654	0,594	380,69	0,075937	953,33	28,91	0,0303	3,03
3	0,00006183	5	4,548	0,721	462,08	0,096481	953,33	44,58	0,0468	4,68
4	0,00009017	5	4,412	1,75	1121,5	0,140691	953,33	157,8	0,1655	16,6

Tab. 5.2. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot škrtícího ventilu (bez zátěže na pístnici)

**Příklad výpočtu pro měření č.1 pro tlak  $p_1 = 2 \text{ MPa}$ :**

Síla:

$$F = p_3 \cdot S_2 = (0,295 \cdot 10^6) \cdot 0,00064088 = 186,06 \text{ N} \quad (5.3)$$

Rychlost zasouvání pístnice:

$$v = \frac{Q_1}{S_2} = \frac{0,00001633}{0,00064088} = 0,025486 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.4)$$

Příkon na hydrogenerátoru:

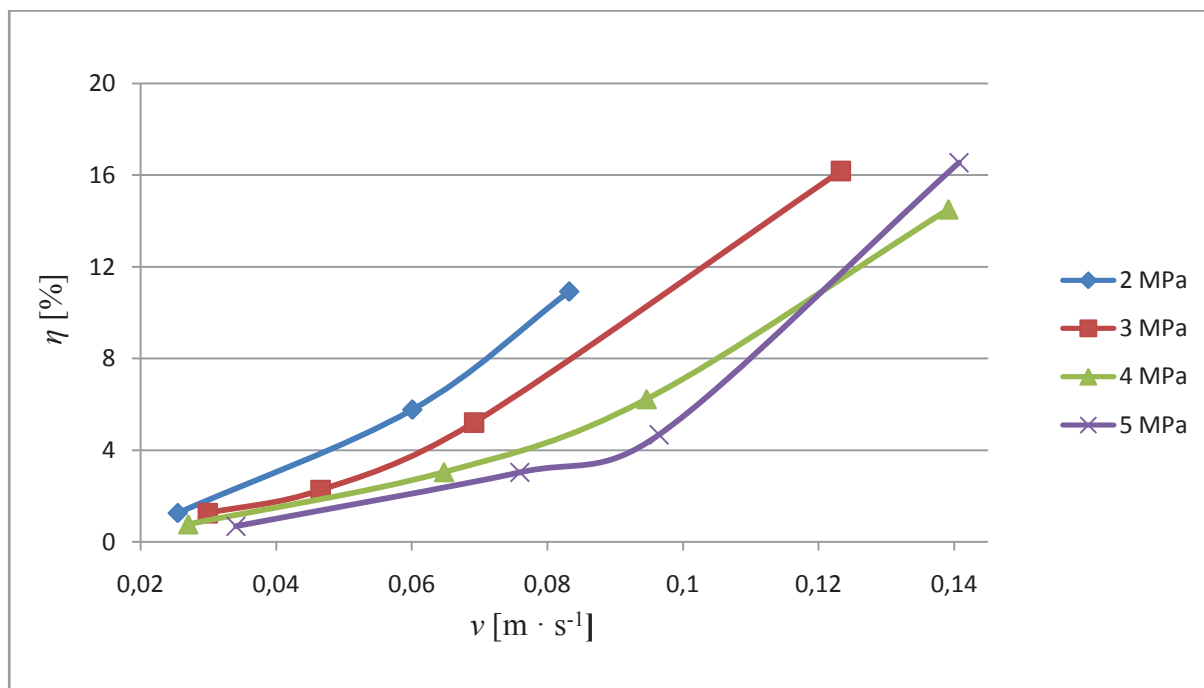
$$P_1 = p_1 \cdot Q_g = (2 \cdot 10^6) \cdot 0,000190667 = 381,33 \text{ W} \quad (5.5)$$

Užitečný výkon spotřebiče:

$$P_2 = F \cdot v = 186,06 \cdot 0,025486 = 4,818 \text{ W} \quad (5.6)$$

Účinnost:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \cdot 100 = \frac{4,818}{381,33} \cdot 100 = 0,0126 \cdot 100 = 1,26 \% \quad (5.7)$$



Obr 5.4. Závislost účinnosti na rychlosti (škrtkící ventil) s nezatíženou pístnicí

Z teorie lze vyčíst, že tento systém by měl dosahovat maximální hodnoty energetické bilance do 38%. Tyto hodnoty je nutné ověřit v laboratoři pomocí experimentálního měření. Tyto hodnoty odpovídají tabulce 5.2, podle které je sestaven graf na obr 5.4. Z tohoto grafu lze vyčíst, že energetická bilance tohoto systému dosahuje velmi malých hodnot z mnoha důvodů. Těmito důvody jsou například: nízké zatížení a průtoky (z důvodu malého zdvihu hydromotoru). Ztráty, které nejsou brány v potaz, jsou popsány v kapitole 5. této práce. Tyto aspekty by vedli ještě k většímu snížení účinností. Z grafu pro nezatížený stav vychází nejlépe účinnost při tlaku  $p_1 = 3 \text{ MPa}$ , a to hodnoty 16 %. Lze obecně konstatovat, že energetická bilance se zhoršuje se zvyšujícím se tlakem na přepouštěcím ventilu. S rostoucím průtokem se však energetická bilance systému lepší.

### 5.1.2. Systém se škrťicím ventilem a zátěží na pístnici

Systém se škrťicím prvkem a jeho vlastní funkce je popsána v kapitole 5.1. Patří sem i tato druhá varianta měření „Systému se škrťicím ventilem“ a jeho proměření energetické bilance se zátěží na pístnici (zátěží je břemeno). Systém je schematicky stejný jako v obr. 5.2.

#### Vypočtené hodnoty pro systém se škrťicím ventilem (zátěž na hydromotoru):

x	$Q_1$	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$F$	$v$	$P_1$	$P_2$	$\eta$	$\eta$
-	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[N]	[m · s <sup>-1</sup> ]	[W]	[W]	[-]	[%]
$p_1 = 1,5 \text{ MPa}$										
1	0,00001983	1,5	1,362	0,979	627,43	0,03095	286	19,417	0,068	6,789
2	0,00002600	1,5	1,293	1,031	660,75	0,04057	286	26,806	0,094	9,373
3	0,00003317	1,5	1,237	1,092	699,85	0,05175	286	36,218	0,127	12,66
4	0,00003733	1,5	1,227	1,112	712,66	0,05825	286	41,515	0,145	14,52
5	0,00004033	1,5	1,215	1,14	730,61	0,06293	286	45,98	0,161	16,08
6	0,00004167	1,5	1,25	1,153	738,94	0,06501	286	48,042	0,168	16,8
$p_1 = 2 \text{ MPa}$										
1	0,00001850	2	1,892	1,025	656,91	0,02887	381,33	18,963	0,05	4,973
2	0,00004083	2	1,749	1,182	757,53	0,06371	381,33	48,265	0,127	12,66
3	0,00005500	2	1,67	1,283	822,26	0,08582	381,33	70,565	0,185	18,5
4	0,00006417	2	1,63	1,402	898,52	0,10012	381,33	89,962	0,236	23,59
$p_1 = 3 \text{ MPa}$										
1	0,00001733	3	2,916	0,92	589,61	0,02705	572	15,947	0,028	2,788
2	0,00002817	3	2,821	0,997	638,96	0,04395	572	28,082	0,049	4,909
3	0,00003967	3	2,751	1,106	708,82	0,06189	572	43,871	0,077	7,67
4	0,00006767	3	2,601	1,42	910,06	0,10558	572	96,087	0,168	16,8
$p_1 = 4 \text{ MPa}$										
1	0,00002233	4	3,976	0,947	606,92	0,03485	762,67	21,15	0,028	2,773
2	0,00004100	4	3,87	1,104	707,54	0,06397	762,67	45,264	0,059	5,935
3	0,00007000	4	3,682	1,426	913,9	0,10922	762,67	99,82	0,131	13,09
$p_1 = 5 \text{ MPa}$										
1	0,00001933	5	4,83	0,913	585,13	0,03017	953,33	17,651	0,019	1,852
2	0,00003300	5	4,732	1,025	656,91	0,05149	953,33	33,825	0,035	3,548
3	0,00004783	5	4,67	1,142	731,89	0,07464	953,33	54,626	0,057	5,73
4	0,00008233	5	4,478	1,544	989,53	0,12847	953,33	127,12	0,133	13,33

Tab. 5.3. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot škrťicího ventilu (se zátěží na pístnici)

#### **Příklad výpočtu pro měření č.1 pro tlak $p_1 = 1,5 \text{ MPa}$ :**

Síla:

$$F = p_3 \cdot S_2 = (0,979 \cdot 10^6) \cdot 0,00064088 = 627,43 \text{ N} \quad (5.8)$$

Rychlost zasouvání pístnice:

$$v = \frac{Q_1}{S_2} = \frac{0,00001983}{0,00064088} = 0,03095 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.9)$$

Příkon na hydrogenerátoru:

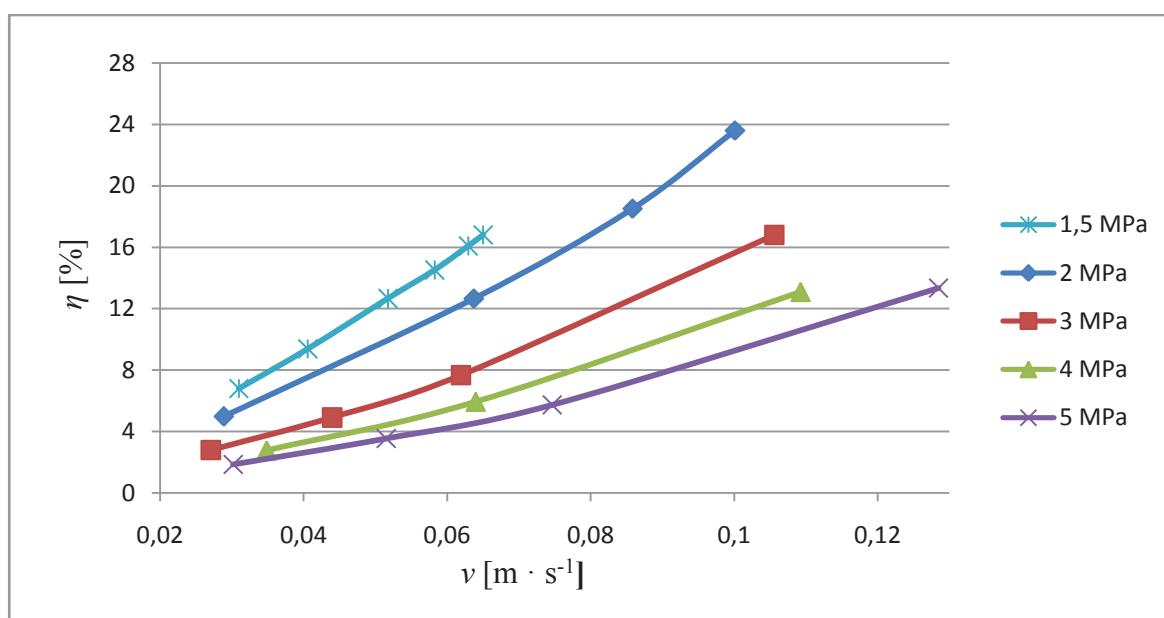
$$P_1 = p_1 \cdot Q_g = (1,5 \cdot 10^6) \cdot 0,000190667 = 286 \text{ W} \quad (5.10)$$

Užitečný výkon spotřebiče:

$$P_2 = F \cdot v = 627,43 \cdot 0,03095 = 19,417 \text{ W} \quad (5.11)$$

Účinnost:

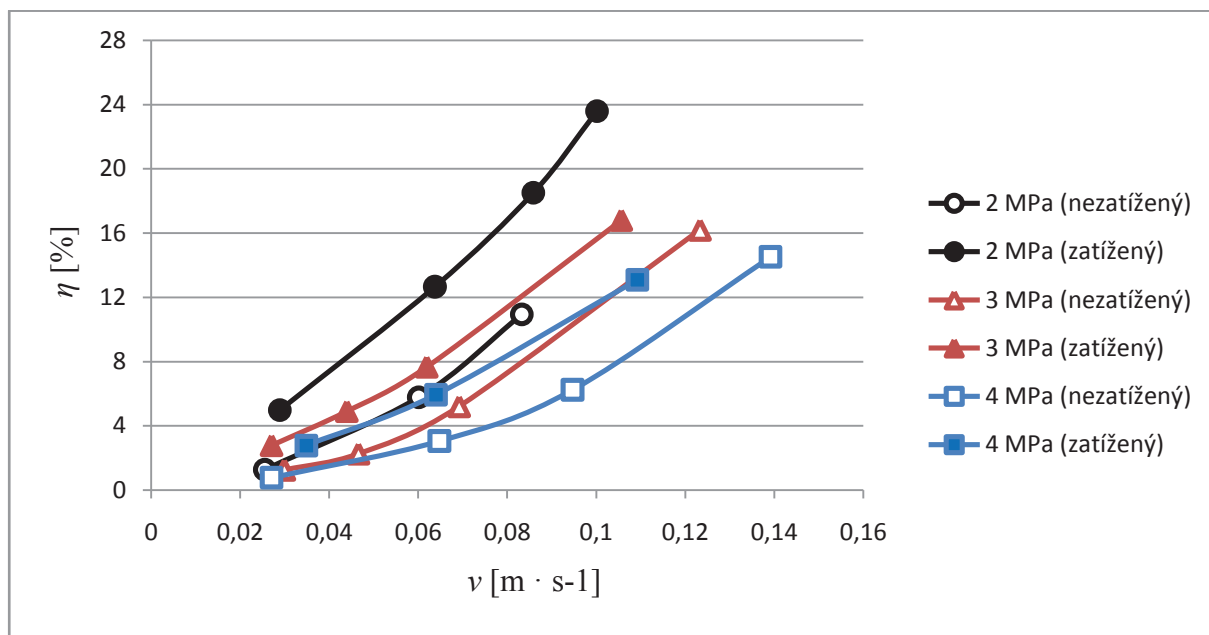
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \cdot 100 = \frac{19,417}{286} \cdot 100 = 0,068 \cdot 100 = 6,8 \% \quad (5.12)$$



Obr. 5.5. Závislost účinnosti na rychlosti (škrtící ventil) se zátěží na HM

Stejně jako u předešlého měření je sestavena tabulka naměřených a vypočtených hodnot. Tato tabulka odpovídá tabulce 5.3, podle které je sestaven graf na obr. 5.5. Z tohoto grafu lze vyčíst, že energetická bilance toto systému dosahuje opět velmi malých hodnot z mnoha důvodů, které jsou popsány v předešlém měření a jsou totožné. Z grafu pro nezátížený stav vychází nejlépe účinnost při tlaku  $p_1 = 2 \text{ MPa}$  a to hodnoty 23,5 %. Opět lze tedy konstatovat, že energetická bilance se zhoršuje se zvyšujícím se tlakem na přepouštěcím ventilu. Lze však pozorovat, že energetická bilance systému se zátěží je lepší než bez ní. S rostoucím průtokem se energetická bilance zlepšuje. Oproti nezátíženému stavu je energetická bilance zatíženého hydromotoru lepší.

### Srovnání zatížené pístnice s nezatíženou pístnicí pro škrtkící ventil



Obr. 5.6. Závislost účinnosti na rychlosti (srovnání) škrtkící ventil

Z jednotlivě popsaných tabulek pro škrtkící ventil je provedeno porovnání stavů. Tyto stavy jsou zahrnuty do jednoho grafu pro totožné nastavení tlaků na přepouštěcím ventilu. Tlaky jsou totožné z důvodu lepší přehlednosti a porovnání. Porovnávání odpovídá graf na obr. 5.6 vytvořený z tabulek 5.2 a 5.3 vypovídající o zatíženém a nezatíženém stavu. Tento stav odpovídá legendě „zatížený a nezatížený“. V grafu je patrné, že křivka tlaku 2 MPa (zatížený) dosahuje nejlepší energetické bilance z hlediska porovnávaných tlaků a to hodnoty 23,5 %. Z tabulek pro toto měření dosahuje rozdíl energetických bilancí (při stejných tlacích  $p_1$  a skoro totožných průtocích  $Q_1$ ) cca 7.6 %. Toto potvrzuje teorii, že zatížený hydromotor s velkým průtokem a malým nastavením tlaku na přepouštěcím ventilu dosahuje nejlepších hodnot energetické bilance.



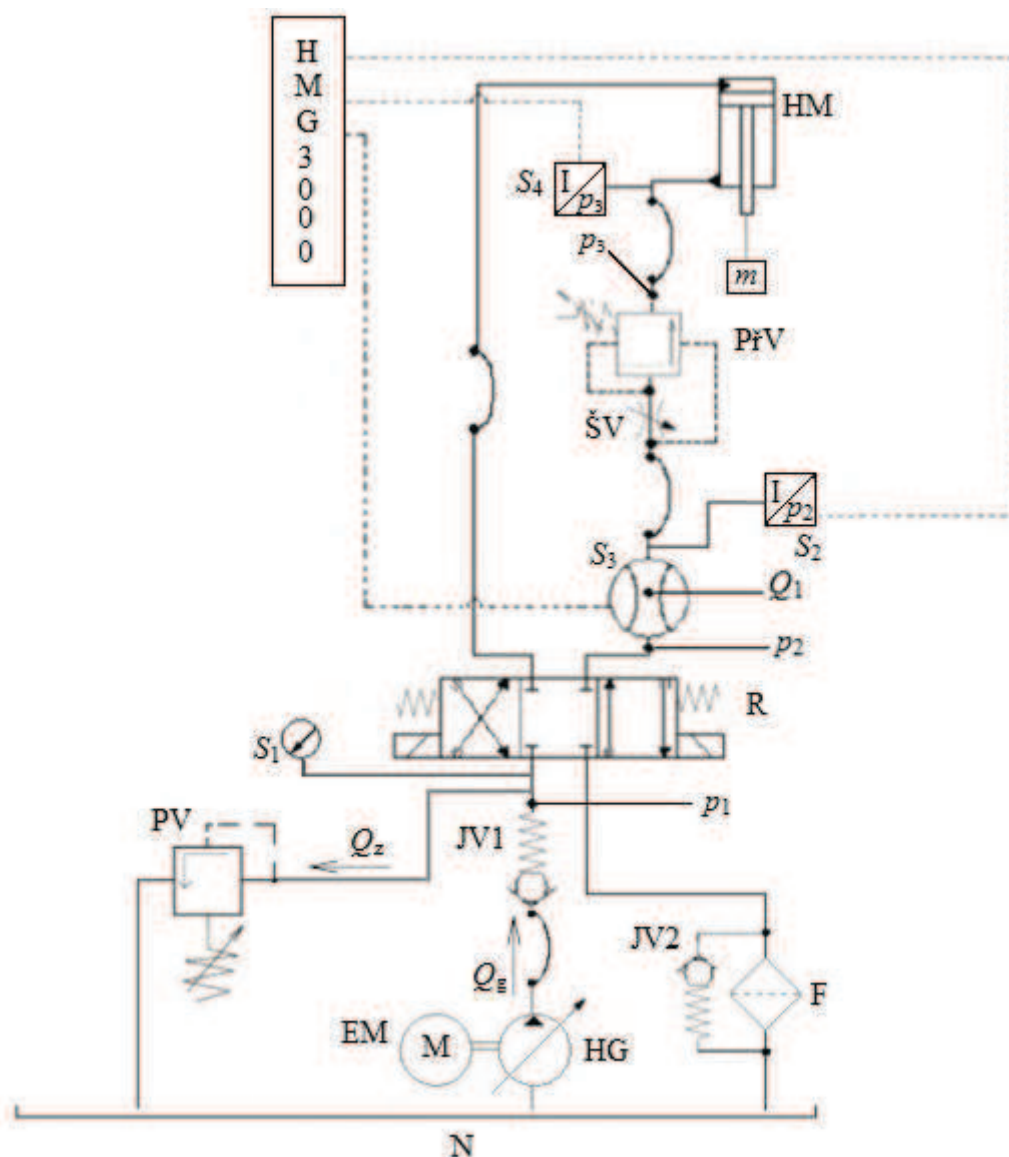
## 5.2. Účinnost hydraulického systému s dvoucestnou tlakovou váhou

Měření energetické bilance na dvoucestné tlakové váze probíhá ve dvou částech a to se zátěží břemene ( $m$ ) a bez zátěže. Schéma hydraulického obvodu je podrobně popsáno níže na obr. 5.8. Měření probíhá za teploty v laboratoři 22,7 °C. Tlaky jsou odečítány jak z přístroje, tak i z manometru na měřicím zařízení. Ten udává tlak  $p_1$  na vstupu do elektromagnetického rozváděče. Výsledky jsou pečlivě zaznamenány z přístroje od firmy Hydac HMG 3000 pomocí tlakových senzorů a průtokoměru.



Obr. 5.7. Zapojení systému s dvoucestnou tlakovou váhou

Funkce obvodu je naprosto totožná jako u systému se škrtícím ventilem. Systém se odlišuje jen v jediném prvku a tím je právě dvoucestná tlaková váha oproti škrticímu ventilu. Schéma zapojení je na obr. 5.8.



Obr. 5.8. Schéma zapojení systému s dvoucestnou tlakovou váhou

### 5.2.1. Systém s dvoucestnou tlakovou váhou bez zátěže na pístnici

Systém s dvoucestnou tlakovou váhou a jeho vlastní funkce je popsána v kapitole 5.2. První z variant měření je systém s dvoucestnou tlakovou váhou s proměřením energetické bilance v nezátíženém stavu. Systém je schematicky stejný jako v obr. 5.8, bez břemene  $m$ .

Naměřené a vypočtené hodnoty:

**Vypočtené hodnoty pro systém s dvoucestnou tlakovou váhou (bez zátěže na HM):**

x	$Q_1$	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$F$	$v$	$P_1$	$P_2$	$\eta$	$\eta$
-	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[N]	[m · s <sup>-1</sup> ]	[W]	[W]	[-]	[%]
<b><math>p_1 = 1,8</math> MPa</b>										
1	0,0000197	1,8	1,59	0,272	174,32	0,030687	343,2	5,349	0,0156	1,56
2	0,0000258	1,8	1,56	0,295	189,06	0,040309	343,2	7,621	0,0222	2,22
3	0,0000467	1,8	1,45	0,42	269,17	0,072816	343,2	19,6	0,0571	5,71
<b><math>p_1 = 2,66</math> MPa</b>										
1	0,0000183	2,66	2,32	0,26	166,63	0,028606	507,17	4,767	0,0094	0,94
2	0,0000200	2,66	2,28	0,29	185,86	0,031207	507,17	5,8	0,0114	1,14
3	0,0000367	2,66	2,16	0,41	262,76	0,057213	507,17	15,03	0,0296	2,96
<b><math>p_1 = 2,73</math> MPa</b>										
1	0,0000197	2,73	2,59	0,264	169,19	0,030687	520,52	5,192	0,01	1
2	0,0000225	2,73	2,51	0,278	178,17	0,035108	520,52	6,255	0,012	1,2
3	0,0000267	2,73	2,44	0,31	198,67	0,041609	520,52	8,267	0,0159	1,59
<b><math>p_1 = 3,2</math> MPa</b>										
1	0,0000208	3,2	3,15	0,28	179,45	0,032507	610,13	5,833	0,0096	0,96
2	0,0000237	3,2	3,05	0,33	211,49	0,036928	610,13	7,81	0,0128	1,28
3	0,0000400	3,2	2,93	0,45	288,4	0,062414	610,13	18	0,0295	2,95
<b><math>p_1 = 4,3</math> MPa</b>										
1	0,0000195	4,3	4,14	0,24	153,81	0,030427	819,87	4,68	0,0057	0,57
2	0,0000227	4,3	4,08	0,27	173,04	0,035368	819,87	6,12	0,0075	0,75
3	0,0000450	4,3	3,95	0,388	248,66	0,070215	819,87	17,46	0,0213	2,13
<b><math>p_1 = 5,2</math> MPa</b>										
1	0,0000175	5,2	5,08	0,241	154,45	0,027306	991,47	4,218	0,0043	0,43
2	0,0000275	5,2	4,89	0,278	178,17	0,042909	991,47	7,645	0,0077	0,77
3	0,0000643	5,2	4,76	0,513	328,77	0,100382	991,47	33	0,0333	3,33

Tab. 5.4. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot dvoucestné tlakové váhy (bez zátěže)

**Příklad výpočtu pro měření č.1 pro tlak  $p_1 = 1,8$  MPa:**

Síla:

$$F = p_3 \cdot S_2 = (0,272 \cdot 10^6) \cdot 0,00064088 = 174,32 \text{ N} \quad (5.13)$$

Rychlost zasouvání pístnice:

$$v = \frac{Q_1}{S_2} = \frac{0,0000197}{0,00064088} = 0,030687 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.14)$$

Příkon na hydrogenerátoru:

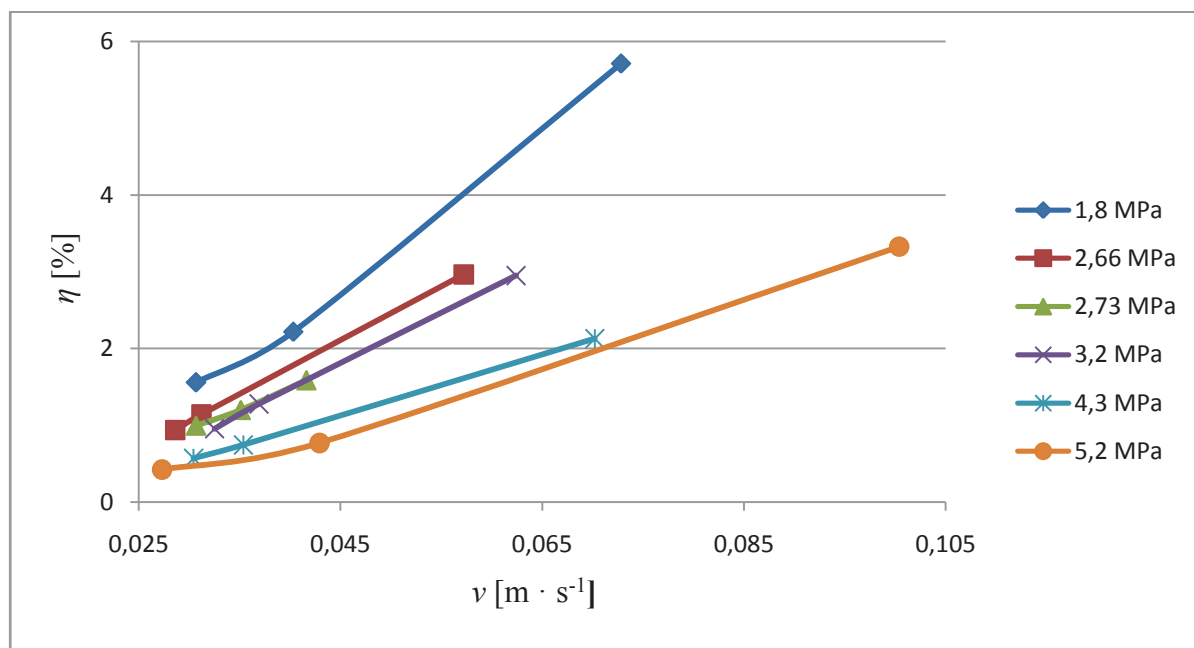
$$P_1 = p_1 \cdot Q_g = (1,8 \cdot 10^6) \cdot 0,000190667 = 343,2 \text{ W} \quad (5.15)$$

Užitečný výkon spotřebiče:

$$P_2 = F \cdot v = 174,32 \cdot 0,030687 = 5,349 \text{ W} \quad (5.16)$$

Účinnost:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \cdot 100 = \frac{5,349}{343,2} \cdot 100 = 0,0156 \cdot 100 = 1,56 \% \quad (5.17)$$



Obr. 5.9. Závislost účinnosti na rychlosti (dvoucestná tlaková váha) nezatížené pístnice

Z teorie popsané v této práci lze systém s dvoucestnou tlakovou váhou zařadit mezi systémy s nízkou energetickou bilancí stejně jako systém se škrtícím ventilem. Oba tyto systémy dosahují maximální účinnosti  $\eta = 38 \%$ . Hodnoty z měření jsou zaznamenány v tabulce s výslednými hodnotami dle vztahů 5.13 - 5.17, do tabulky 5.4. Dle této tabulky je sestaven graf na obr 5.9 závislosti účinnosti na rychlosti zvedání pístnice. Podle měření je zjištěno, že systém s dvoucestnou tlakovou váhou vzhledem k výsledným hodnotám dosahuje malé energetické bilance. Při nastaveném tlaku na přepouštěcím ventilu  $p_1 = 1,8 \text{ MPa}$  můžeme sledovat, že systém dosahuje maximální účinnosti  $\eta = 5,71 \%$ . Tato účinnost je nejlepší pro nezatížený stav. Zároveň je prokázáno, že účinnosti klesají s větším nastavením tlaku na přepouštěcím ventilu, ale rostou s větším průtokem.

### 5.2.2. Systém s dvoucestnou tlakovou váhou se zátěží na pístnici

Systém s dvoucestnou tlakovou váhou a jeho vlastní funkce je popsána v kapitole 5.2. Druhou z variant měření je systém s dvoucestnou tlakovou váhou s proměřením energetické bilance v zatíženém stavu (zátěží je břemeno). Systém je schematicky stejný jako v obr. 5.8.

Naměřené a vypočtené hodnoty:

#### **Vypočtené hodnoty pro systém s dvoucestnou tlakovou váhou (se zátěží na HM):**

x	$Q_1$	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$F$	$v$	$P_1$	$P_2$	$\eta$	$\eta$
-	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[N]	[m · s <sup>-1</sup> ]	[W]	[W]	[-]	[%]
$p_1 = 1,8 \text{ MPa}$										
1	0,0000207	1,8	1,65	0,951	609,48	0,03225	343,2	19,654	0,057	5,727
2	0,0000242	1,8	1,62	0,995	637,68	0,03771	343,2	24,046	0,07	7,006
3	0,0000367	1,8	1,55	1,065	682,54	0,05721	343,2	39,05	0,114	11,38
$p_1 = 2,6 \text{ MPa}$										
1	0,0000182	2,6	2,5	0,89	570,39	0,02835	495,733	16,168	0,033	3,261
2	0,0000280	2,6	2,46	1,01	647,29	0,04369	495,733	28,28	0,057	5,705
3	0,0000533	2,6	2,26	1,39	890,83	0,08322	495,733	74,133	0,15	14,95
$p_1 = 3,6 \text{ MPa}$										
1	0,0000218	3,6	3,47	0,95	608,84	0,03407	686,4	20,742	0,03	3,022
2	0,0000328	3,6	3,42	1,01	647,29	0,05123	686,4	33,162	0,048	4,831
3	0,0000555	3,6	3,23	1,19	762,65	0,0866	686,4	66,045	0,096	9,622
$p_1 = 4,6 \text{ MPa}$										
1	0,0000180	4,6	4,43	0,898	575,51	0,02809	877,067	16,164	0,018	1,843
2	0,0000453	4,6	4,36	0,987	632,55	0,07074	877,067	44,744	0,051	5,102
3	0,0000563	4,6	4,22	1,32	845,97	0,0879	877,067	74,36	0,085	8,478
$p_1 = 5,2 \text{ MPa}$										
1	0,0000195	5,2	5,08	0,895	573,59	0,03043	991,467	17,453	0,018	1,76
2	0,0000323	5,2	4,98	0,992	635,76	0,05045	991,467	32,075	0,032	3,235
3	0,0000567	5,2	4,85	1,235	791,49	0,08842	991,467	69,983	0,071	7,059

Tab. 5.5. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot (dvoucestná tlaková váha) se zátěží na pístnici

#### **Příklad výpočtu pro měření č. 1 a tlak $p_1 = 1,8 \text{ MPa}$ :**

Síla:

$$F = p_3 \cdot S_2 = (0,951 \cdot 10^6) \cdot 0,00064088 = 609,48 \text{ N} \quad (5.18)$$

Rychlost zasouvání pístnice:

$$v = \frac{Q_1}{S_2} = \frac{0,0000207}{0,00064088} = 0,03225 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.19)$$

Příkon na hydrogenerátoru:

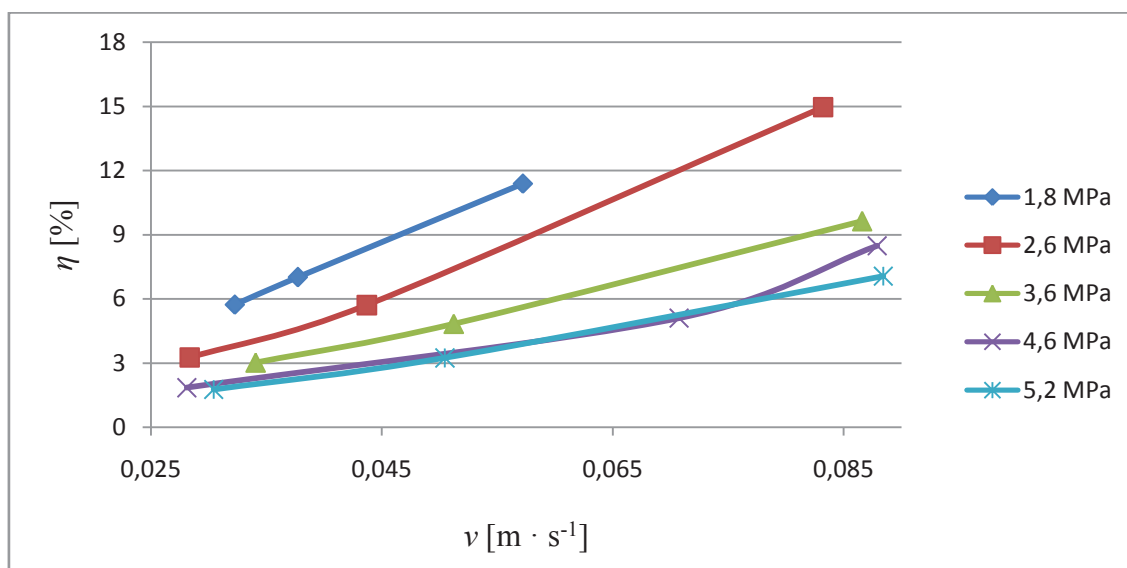
$$P_1 = p_1 \cdot Q_g = (1,8 \cdot 10^6) \cdot 0,000190667 = 343,2 \text{ W} \quad (5.20)$$

Užitečný výkon spotřebiče:

$$P_2 = F \cdot v = 609,48 \cdot 0,03225 = 19,654 \text{ W} \quad (5.21)$$

Účinnost:

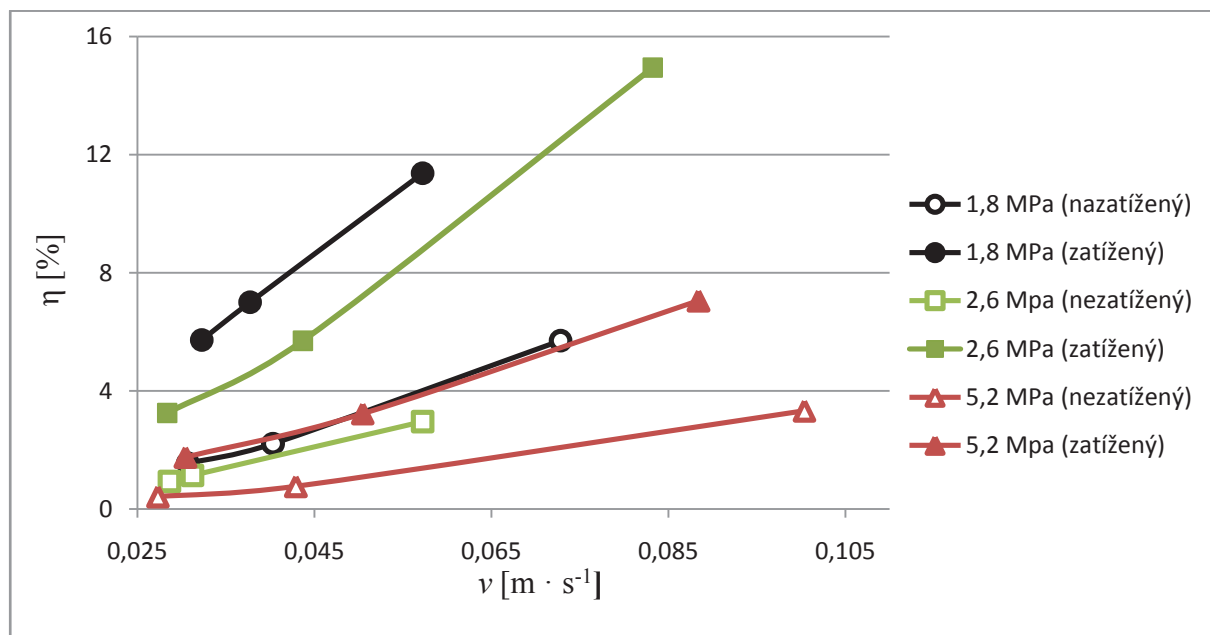
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \cdot 100 = \frac{19,654}{343,2} \cdot 100 = 0,057 \cdot 100 = 5,7 \% \quad (5.22)$$



Obr. 5.10. Závislost účinnosti na rychlosti (dvoucestná tlaková váha) zatížené pístnice

Druhým popisovaným stavem u systému s dvoucestnou tlakovou váhou je zátěž na pístnici o určité hmotnosti  $m$ . Hodnoty z měření byly zaznamenány v tabulce s výslednými hodnotami dle vztahů 5.18 - 5.22 do tabulky 5.5. Z této tabulky je sestaven graf, závislosti účinnosti na rychlosti zvedání pístnice pro zatížený stav obr. 5.10. Systém s dvoucestnou tlakovou váhou vzhledem k výsledným hodnotám dosahuje lepší účinnosti než systém bez zátěže. Nastavené tlaky jsou zaznamenány v legendě grafu. V tomto měření dosahuje nejlepší účinnosti systém s tlakem  $p_1 = 2,6 \text{ MPa}$ , což odpovídá hodnotě cca: 15 %. Při nastaveném tlaku na přepouštěcím ventilu  $p_1 = 1,8 \text{ MPa}$  lze sledovat, že systém dosahuje účinnosti  $\eta = 11,38 \%$  z důvodu rozdílných průtoků je horší. Prakticky bylo ověřeno, že tento systém dosahuje teoretické platnosti o maximální energetické bilanci. Zároveň ale, že účinnosti klesají s větším nastavením tlaku na přepouštěcím ventilu, avšak rostou s větším průtokem v systému.

### Srovnání nezatížené pístnice oproti zatížené pístnici:



Obr 5.11. Závislost účinnosti na rychlosti (srovnání) pro dvoucestnou tlakovou váhu

Jednotlivé měření obou systémů jsem vyhodnotil a porovnal do výsledného grafu v stavu zatíženému oproti nezatíženému na hydromotoru, tedy pístnici. Z tabulek 5.4 a 5.5 je sestaven graf na obr. 5.11. Jednotlivé křivky odpovídají jednotlivým nastavením přepouštěcího ventilu. Nejlepší energetické bilance dosahuje systém s nastavení tlaku na přepouštěcím ventilu  $p_2 = 2,6$  MPa a se zátěží na hydromotoru. Hodnota činní cca 15 %. Z tabulky pro tyto měření lze ale usoudit, že to je jen díky velkému průtoku  $Q_1$ . V teoreticky stejném průtoku jako při tlaku  $p_2 = 2,6$  MPa by největší energetické bilance dosahoval právě systém s tlakem  $p_1 = 1,8$  MPa. Rozdíl energetických bilancí při stejných tlacích  $p_1 = 1,8$  MPa a skoro stejných průtoků  $Q_1$  činní asi 5,7 %. Tyto výsledky odpovídají teoretické platnosti o maximální účinnosti systému, systém se zátěží je energeticky výhodnější, energetická bilance systému klesá se zvyšujícím se tlakem na přepouštěcím ventilu a zároveň však roste s velikostí průtoku. Z grafu lze vyčíst, že energetické bilance tohoto systému dosahují malých hodnot z důvodu nízkých tlaků v systému a malých průtoků při vysouvání pístnice.



## **Závěr**

Hydraulika pomáhá ulehčit práci ve strojních aplikacích, důlní a zemědělské technice. Hlavními požadavky na hydraulické zařízení jsou například dynamické vlastnosti, cena sestavy či jednotlivých komponentů, životnost, rozměry zařízení a rovněž i účinnost systémů.

Předmětem práce bylo posoudit energetické bilance jednotlivých systémů popsaných v teorii s experimentálním měřením na vybraných systémech. Práce je rozdělena do dvou hlavních sekcí. V prvních čtyřech kapitolách jsem se věnoval teoretické části. Nejprve v úvodu byl popsán obecný stav hydrauliky. Následně byly porovnány hydraulické systémy z hlediska energetické bilance od nejméně úsporných po nejúspornější. Jednotlivým systémům jsou přiřazeny vztahy pro vlastní výpočet energetických bilancí včetně jejich grafického znázornění.

V páté kapitole jsem se věnoval experimentálnímu měření na dvou systémech: se škrťacím ventilem a dvoucestnou tlakovou váhou. Na těchto systémech byly proměřovány jejich celkové energetické bilance a porovnání s teoretickými znalostmi. Systémy byly zapojeny podle jednotlivých schémat (viz obr. 5.2 a 5.5), dle teorie a následně byla vyzkoušena a ověřena správnost obvodu. Zmíněné systémy byly vyhodnocovány ve dvou variantách. První z variant je systém bez zátěže na hydromotoru. Druhou variantou je systém, který je zatížen hmotnou zátěží. Do obvodu byly připojeny prvky pro měření tlaků a průtoků. Všechny ztráty, se kterými nebylo ve výpočtech uvažováno, jsou uvedeny v kapitole 5. Hodnoty měřených veličin, z kterých byla stanovena účinnost systému, byly zaznamenány měřicím zařízením od firmy Hydac HMG 3000. Výsledky měření byly následně vyhodnoceny a graficky zpracovány.

Z výsledků lze vidět, že nejlepší účinnosti v měřených provozních stavech dosahuje systém se škrťacím ventilem se zátěží na hydromotoru, velkým průtokem a malým nastavením tlaku na přepouštěcím ventilu. Výsledná hodnota účinnosti dosahuje cca 27 % pro nastavený tlak 2 MPa. V ostatních provozních stavech obou měřených systémů byly dosaženy nižší hodnoty účinností. Obecně lze usuzovat, že nejlepší energetické bilance dosahují systémy s nižším tlakem nastaveným na přepouštěcím ventilu, s větší hmotnou zátěží na pístnici a velkými průtoky ke spotřebiči. Proměřované systémy by měly být v praxi používány jen na dobu nezbytně nutnou v pracovním cyklu a jen pro krátké pracovní časy. Pro dlouhodobý provoz bych doporučoval aplikovat energeticky úspornější hydraulické systémy.



## Použitá literatura

- [1] PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>>
- [2] HRUŽÍK, L. *Experimentální úlohy v tekutinových mechanizmech*. Ostrava: VŠB - TU. Ostrava, 2008. 61 s. ISBN 978-80-248-1912-9.
- [3] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 1. 3. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2013. 154 s. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [4] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB- TU Ostrava, 1990. 331 s. ISBN 80-7078-037-1
- [5] KOPÁČEK, J., PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB- TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0586-0
- [6] EXNER, H., FREITAG, R., et al. *Der hydraulik Trainer Band I. Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik, Hydraulik*. Mannesmann Exroth GmbH, Lohr am Main, 1986.
- [7] Hydraulika. [www.parker.cz](http://www.parker.cz) [online]. [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/>

## **Přílohy**

A - vyhodnocení měření + tabulka prvků na měřícím praktikátoru